

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Pout'ová atrakce

Fairground Attraction

Student:

Bc. Tereza Meiznerová

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tereza Meiznerová**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Pouťová atrakce**
Fairground Attraction

Zásady pro vypracování:

Navrhněte pouťovou atrakci. Průměr kola pro zavěšení sedaček bude 8000 mm, počet sedaček bude 16. Maximální výška bude 9000 mm. Při návrhu uvažujte se snadnou rozebíratelností s ohledem na transport pomocí nákladního vozidla. Při návrhu respektujte platnou legislativu z hlediska bezpečnosti.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhované atrakce se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh pouťové atrakce.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. Detailní výrobní výkres vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
Leinveber, J., Řasa, J., Vávra, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry

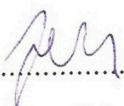


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.


v Ostravě ...20.5.2013...


.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2013


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Tereza Meiznerová

Adresa trvalého pobytu autora práce: Gagarinova 448, Mariánské Údolí, 78365

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Oldřichu Učňovi za jeho trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky v celém průběhu vypracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MEIZNEROVÁ, T. *Pouťová atrakce: diplomová práce*. Ostrava: VŠB- Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování- 340, 2013, 61 s, Vedoucí práce: Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem řetízkového kolotoče určeného pro 16 pasažérů. V úvodu práce je uveden přehled rozdělení pouťových atrakcí a seznámení s bezpečnostní normou, pod kterou atrakce spadají. V praktické části je proveden samotný konstrukční návrh řetízkového kolotoče a jeho pohonu. Dále je provedena pevnostní kontrola čelního ozubeného soukolí, kuželové převodovky, pera a kontrola trvanlivosti ložisek. V posledním kroku praktické části je proveden výpočet metody konečných prvků znázorňující průběh namáhání v kritickém místě kolotoče. V závěru práce je uveden popis transportu a stavby kolotoče a také pokyny pro jeho údržbu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MEIZNEROVÁ, T. *Fairground attraction: Master Thesis.*, Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design-340, 2013,61 p. Thesis head: Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

This Master thesis deals with design of chain carousel designed for 16 passengers. The introduction provides an overview of fairground attractions categories and safety standards introduction related with Fairground Attraction. Practical part itself contains design of chain carousel and carousel drive. Furthermore, it consist the strength tests of spur gears, bevel gears, springs and bearing life test. In the last step of the practical part is performed calculation of Finite Element Methods showing the process of the strain at the critical point of carousel. The conclusion describes carousel transport, building and also maintenance instructions.

Obsah

Seznam použitých symbolů a značek	8
1. Úvod.....	13
2. Historie pouťových atrakcí	14
3. Atrakce dnešní doby	16
3.1 Rozdělení pouťových atrakcí.....	16
3.1.1 Dělení z pohledu provozovatelů	16
3.1.2 Dělení podle normy ČSN EN 13814	16
4. Platná legislativa	21
4.1 Předmět normy.....	21
4.2 Požadavky na rozbor a prohlídku konstrukčního návrhu	21
4.2.1 Konstrukční podklady.....	21
4.2.2 Materiál	22
4.2.3 Spojovací prvky	22
4.3 Požadavky na konstrukci a výrobu prostředků lidové technické zábavy[6].....	22
4.3.1 Pódia	22
4.3.2 Schody	22
4.3.3 Zádržná zařízení pro pasažéry	23
5. Konstrukční návrh.....	24
6. Výpočty.....	30
6.1 Návrh pohonu kolotoče.....	30
6.1.1 Návrh motoru	30
6.1.2 Volba frekvenčního měniče	31
6.1.3 Rychlost otáčení řetízkového kolotoče	31
6.1.4 Návrh čelního ozubeného soukolí s přímými zuby	32
6.1.5 Návrh kuželové převodovky	42
6.1.6 Návrh řemenového převodu.....	46

6.1.7Kontrola těsného pera, spojení malé řemenice a elektromotoru.....	51
6.2 Kontrola trvanlivosti ložisek.....	53
6.2.1 Jednořadé kuželíkové ložisko 32308BAJ2	53
6.2.2 Jednořadé kuličkové ložisko 6018 ČSN 02 4630	55
6.3 Kontrola napětí pomocí MKP	57
6.3.1 Analýza při rychlosti kolotoče $v_k=0$ [m.min ⁻¹]	57
6.3.2 Analýzy při rychlosti kolotoče $v_k=4$ [m.min ⁻¹]	59
7. Stavba a transport kolotoče.....	61
8. Údržba.....	63
9. Závěr	64
10. Seznam použitých pramenů	65
11. Seznam příloh	67

Seznam použitých symbolů a značek

<i>Značka</i>	<i>Název</i>	<i>Jednotky</i>
ψ	poměrná šířka	[mm]
a	teoretická vzdálenost os	[mm]
A	návrhová osová vzdálenost řemenic	[mm]
A_{max}	maximální osová vzdálenost řemenic	[mm]
A_{min}	minimální osová vzdálenost řemenic	[mm]
A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[mm]
a_w	skutečná osová vzdálenost	[mm]
b	šířka ozubení	[mm]
c	hlavová vůle	[mm]
C	dynamická únosnost kuličkového ložiska	[kN]
c^*	jednotková hlavová vůle	[mm]
c_1	součinitel úhlu opásání řemene	[-]
c_2	součinitel provozního zatížení	[-]
c_3	součinitel délky klínového řemene	[-]
$C_{kuž}$	dynamická únosnost kuželíkového ložiska	[kN]
d_1	průměr roztečné kružnice kola	[mm]
d_2	průměr roztečné kružnice pastorku	[mm]
d_{a1}	průměr hlavové kružnice kola	[mm]
d_{a2}	průměr hlavové kružnice pastorku	[mm]
d_{b1}	průměr základní kružnice kola	[mm]
d_{b2}	průměr základní kružnice pastorku	[mm]

$d_{\check{c}2}$	průměr patní kružnice pastorku	[mm]
d_{f1}	průměr patní kružnice kol	[mm]
d_H	průměr hřídele motoru	[mm]
D_L	průměr zavěšení laviček	[m]
D_p	průměr velké řemenice	[mm]
d_p	průměr malé řemenice	[mm]
$d_{\check{R}v}$	Průměr velké řemenice	[m]
d_{w1}	průměr valivé kružnice kola	[mm]
d_{w2}	průměr valivé kružnice pastorku	[mm]
f	ohybová frekvence řemene	[s ⁻¹]
F	obvodová síla	[N]
F_0	pracovní předpětí řemene	[N]
$F_{aku\check{z}}$	axiální síla působící na kuželíkové ložisko	[kN]
F_{PR}	síla zatěžující pero	[N]
F_r	radiální síla zatěžující kuličkové ložisko	[kN]
F_{R1}	Radiální síla na vstupní hřídeli	[N]
F_{R1max}	Maximální dovolená radiální síla na vstupu	[N]
$Fr2$	Radiální síla na výstupní hřídeli	[N]
$F_{rku\check{z}}$	radiální síla zatěžující kuželíkové ložisko	[kN]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
h_a	výška hlavy zubu	[mm]
h_f	výška paty zubu	[mm]
$i_{0,1}$	převodový poměr řemenového převodu	[1]

$i_{1,2}$	převodový poměr kuželového soukolí	[1]
$i_{2,3}$	převodový poměr na čelním oz. soukolí	[1]
$i_{sk1,2}$	skutečný převodový poměr kuželového soukolí	[1]
$i_{sk2,3}$	skutečný převodový poměr čelního oz. soukolí	[1]
K_{R1}	Součinitel bezpečnosti pro převod klínovým řemen	[-]
K_{R2}	Součinitel bezpečnosti pro ozubené soukolí	[-]
l	navržená délka pera	[mm]
l'	výpočtová délka pera	[mm]
L'_p	výpočtová délka řemene	[mm]
L_{10}	základní trvanlivost kuličkového ložiska	[10 ⁶ ot]
$L_{10kuž}$	základní trvanlivost kuželíkového ložiska	[10 ⁶ ot]
L_{H10}	základní trvanlivost kuličkového ložiska hodinová	[h]
$L_{H10kuž}$	základní trvanlivost kuželíkového ložiska	[h]
L_p	normalizovaná délka řemene	[mm]
m_k	celková nosnost kolotoče	[t]
M_{k0}	krouticí moment od motoru	[Nm]
Mk_1	krouticí moment na pastorku kuželového soukolí	[Nm]
Mk_2	krouticí moment na pastorku čelního oz. soukolí	[Nm]
Mk_3	krouticí moment na velkém kole čelního oz. soukolí	[Nm]
m_{maxp}	maximální dovolená hmotnost pasažéra	[t]
m_n	normální modul	[mm]
m_v	celková hmotnost otáčejících se částí kolotoče	[t]
n_0	otáčky elektromotoru	[ot/min]

n_1	otáčky pastorku kuželového soukolí	[ot/min]
n_2	otáčky pastorku čelního oz. soukolí	[ot/min]
n_3	výstupní otáčky	[ot/min]
P	výkon elektromotoru	[kW]
p	rozteč	[mm]
p'	1.součinitel pro výpočet skutečné osové vzdálenosti řemenic	[mm]
P_1	přenášený výkon jedním řemenem	[kW]
P_a	axiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[kW]
p_b	základní rozteč	[mm]
P_{C2}	součin výkonu motoru a součinitele provozního zatížení	[kW]
p_{dov}	dovolený tlak působící na pero	[MPa]
p_k	exponent pro ložiska s čárovým stykem	[-]
$p_{kuž}$	exponent pro ložiska s bodovým stykem	[-]
P_r	radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska	[kN]
q	2.součinitel pro výpočet skutečné osové vzdálenosti řemenic	[mm]
R_{2max}	Maximální dovolená radiální síla na výstupu	[N]
$s_{1,2}$	tloušťka zubu	[mm]
S_{F1}	bezpečnost proti únavovému lomu pro kola	[-]
S_{F2}	bezpečnost proti únavovému lomu pro pastorek	[-]
S_{H1}	bezpečnost proti tvorbě pittingu pro kolo	[-]
S_{H2}	bezpečnost proti tvorbě pittingu pro pastorek	[-]
t_1	hloubka drážky v řemenici	[mm]
v_K	rychlost otáčení kolotoče	[m/s]

$v_{\dot{r}}$	obvodová rychlost řemenice	[m/s]
X	koefficient pro radiální valivá ložiska	[-]
x_{Σ}	součet jednotkových posunutí	[mm]
x_1	jednotkové posunutí kola	[mm]
x_2	jednotkové posunutí pastorku	[mm]
Y	koefficient pro radiální valivá ložiska	[-]
$z_{\dot{c}1}$	počet zubů velkého kola čelního oz. soukolí	[1]
$z_{\dot{c}2}$	počet zubů pastorku čelního oz. soukolí	[1]
z_{k1}	počet zubů velkého kola kuželového soukolí	[1]
z_{k2}	počet zubů pastorku kuželového soukolí	[1]
α	úhel záběru	[°]
α_w	provozní úhel záběru	[°]
π	ludolfovo číslo	[1]
σ_{Fmax1}	max. napětí v ohybu na kole	[MPa]
σ_{Fmax2}	max. napětí v ohybu na pastorku	[MPa]
σ_{FPmax1}	max. dovolené napětí v ohybu na kole	[MPa]
σ_{FPmax2}	max. dovolené napětí v ohybu na pastorku	[MPa]
σ_{Hmax1}	max. napětí v dotyku na kole	[MPa]
σ_{Hmax2}	max. napětí v dotyku na pastorku	[MPa]
σ_{HPmax1}	max. dovolená napětí v dotyku na kole	[MPa]
σ_{HPmax2}	max. dovolené napětí v dotyku na pastorku	[MPa]

1. Úvod

Pout', tak jak ji známe dnes, měla v minulosti zcela jiný význam. Poutí se nazývaly náboženské cesty k posvátným místům, kde se lidé modlili a prosili za odpuštění svých hříchů. Cílem těchto cest většinou bývaly kostely. Lidé se poutí zúčastňovali pravidelně, dá se říci že, to brali jako povinnost a pout' se stala oblíbeným svátkem pro celou vesnici. Taktéž se myslelo na ty, jež se poutě zúčastnit nemohli. Poutníci jim kupovali svaté obrázky, růžence či jiné předměty, které jim měly poutní místo připomínat. Postupem času se měnil charakter a význam tohoto zvyku. Poutní místa se stávala centrem společenského života, a proto se k nim připojovaly zábavné programy. Po takových místech začali kočovat komedianti se svými kolotoči, stánky a jinými atrakcemi a pout' už byla vnímána jen jako forma zábavy.

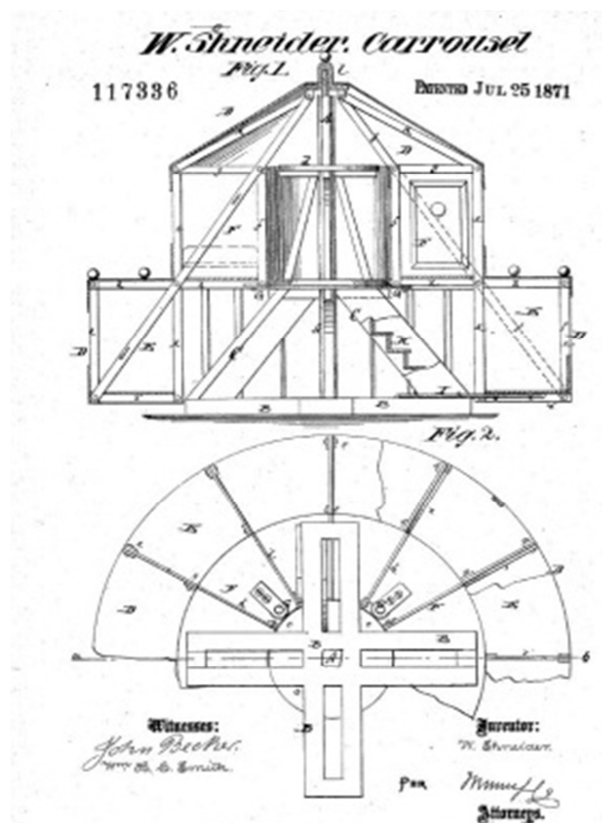


Obrázek č. 1.1 Kolotoč jako výcvikové zařízení. [1]

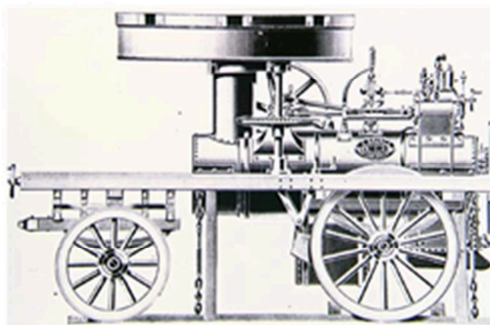
2. Historie pouťových atrakcí

První známé zobrazení kolotoče je datováno do roku 500 n.l., kdy byl vyobrazen na Byzantském reliéfu. Znázorňuje jezdce v koších zavěšených na centrální tyči. Ve 12. století byl kolotoč považován za výcvikové zařízení pro přípravu a zdokonalení jezdců k boji (obr. 1.1). Tato forma výcviku se kolem roku 1600 změnila ve hru a dostala se na císařský dvůr. Díky tomu se kolotoč stal velmi populární zábavou a mistři řemeslníci začali budovat své vlastní verze.

První kolotoč, tak jak jej známe dnes, zkonstruoval Franz Wiesenhoffer v roce 1840 ve Spojených státech. Ovšem první patent na kolotoč byl udělen až 25. července 1871 Wilhelmu Schneiderovi. Kolotoč v té době neměl plošinu, ale zvířata byla zavěšena na tyči nebo řetězu a létala díky odstředivé síle rotujícího mechanismu (obr. 2.3). Kolotoče byly poháněny lidskou, koňskou či oslí silou. Tento pohon vystřídala v roce 1866 pára, tehdy Frederick Savage navrhl první parou poháněný kolotoč. Další vývoj přišel v roce 1881, kdy Hugo Hass použil jako hnací sílu elektrickou energii. Od poloviny 20. Století vznikají složitější kolotoče s hydraulickým naklápěním plošiny, kde se cestující už musí připoutávat.



Obrázek č. 2.1 První patent na kolotoč. [2]



Obrázek č. 2.2 První parní pohon. [1]



Obrázek č. 2.3 Kolotoč z 18. století. [3]

Nejstarším dochovaným kolotočem v Evropě je letenský kolotoč na Pražské Letné. V roce 1892 jej nechal zkonstruovat Josef Nebeský tesařským mistrem Matějem Bílkem.

Vnitřek kolotoče se skládá ze dvou hlavních částí. První je tvořena otočným sloupem – hřídelí, ta se nachází ve středu stavby a je na ní upevněna točna vybavená koňmi. Druhá část je tvořena pevnou, na terénu položenou podlahou, kterou tvoří mezikruží o šířce 1,6 metru. Středový sloup – hřídel, který je nosnou částí točny, je ve spodní části zakončen kovovým čepem, který se pohybuje v ložisku, uloženém ve vyzděném prostoru, nacházejícím se 1,8 metru pod vlastní podlahou. Do středového sloupu jsou začepovány nosné trámy podlahy točny. Na spodní části vnějšího obvodu točny jsou umístěné železné pásky, které se pohybují po šesti kolečkách zakotvených v podezdívce. Točna je nad podlahou připevněna od kraje ke středovému sloupu čtyřmi železnými táhly, jež jsou půlené a jejichž délka se dá dle potřeby seřizovat dvojími maticemi, čímž je zaručena rovnováha provozu točny v horizontální rovině. Na horním čepu sloupu spočívá již neotáčivá konstrukce střechy. Kolotoč byl původně poháněn člověkem, který stál pod podlahou a tlačil před sebou vzpěru podlahy. Od roku 1894 jej poháněl strojník pomocí kliky se setrvačником a brzdou. Dnes je kolotoč poháněn elektromotorem, který byl ke kolotoči instalován ve 30. letech 20. Století. [4]



Obrázek č. 2.5a Letenský kolotoč. [5]



Obrázek č. 2. 5b Letenský kolotoč. [5]

3. Atrakce dnešní doby

V dnešní době existuje nespočetně mnoho typů atrakcí. Výrobci se předhánějí s novými technologiemi a s každou další atrakcí roste i její technický pokrok. Atrakce se vyrábějí po celém světě, ovšem mezi země s největší výrobou se řadí Spojené Státy. V České Republice se nachází také velké množství výrobců pouťových atrakcí např. KOLMAX PLUS, s.r.o., FUN RIDES TECH s.r.o..

Důležitým hlediskem při výrobě, za kterým stojí i mnoho inovací, je velký požadavek na to aby se atrakce dala v co nejkratším čase zcela složit a její transport byl co nejjednodušší.

3.1. Rozdělení pouťových atrakcí

3.1.1. Dělení z pohledu provozovatelů

- Dětské pouťové atrakce.
- Pouťové atrakce pro dospělé

Dětské atrakce pak mohou být dále rozděleny podle věku a výšky dítěte:

- Děti ve věku od 2 do 4 let a výšce mezi 90 cm a 105 cm
- Děti ve věku od 4 do 6 let a výšce mezi 105 cm a 120 cm
- Děti ve věku od 6 do 8 let a výšce mezi 120 cm a 130 cm
- Děti ve věku od 8 do 10 let a výšce mezi 130 cm a 140 cm
- Děti ve věku od 12 do 14 let a výšce mezi 140 cm a 160 cm

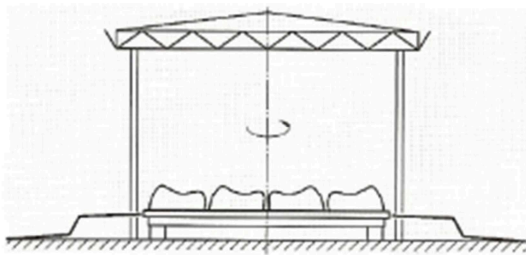
3.1.2. Dělení podle normy ČSN EN 13814

- Kolotoče s horizontálními, anebo vertikálními pohyby.
- Ruská kola, houpačky (s motorem a bez motorového pohybu).
- Horské dráhy, vodní skluzavky, paláce hrůzy, vláčky a další zařízení vedená po kolejích nebo kanálem.

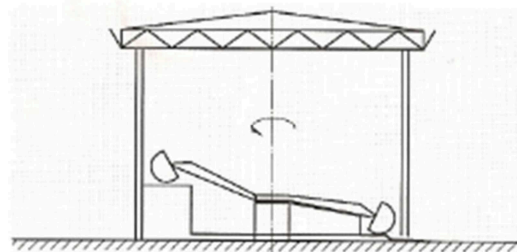
Kolotoče s horizontálními, anebo vertikálními pohyby [6]

Jedná se o zařízení pohybující se kolem vertikální anebo nakloněné rotační osy s jedním nebo více stupni volnosti pohybující se rámové konstrukce nebo gondoly. Pohonné

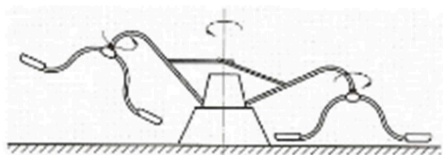
mechanismy mohou připouštět změnu sklonu různých rotačních os, až do pohybu ve vertikálních rovinách viz obrázky č. 3.1 až 3.4.



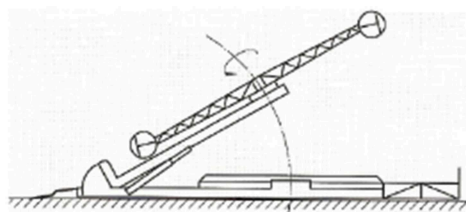
Obr. č. 3.1 Vertikální osy s jedním stupněm volnosti. [6]



Obr. č.3. 2 Vertikální a horizon. osy s více než jedním stupněm. [6]



Obr. č.3.3 Měnitelně nakloněné osy s více než jedním stupněm volnosti. [6]



Obr. č.3.4 Měnitelně nakloněné osy. [6]

Příklady:

- Dětská manéž
- Řetízkový kolotoč
- Labutě
- Chobotnice
- Centrifuga



Obrázek č.3.5 Centrifuga. [7]

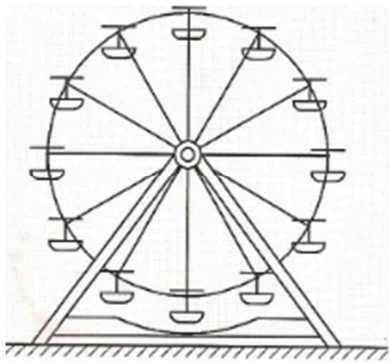


Obrázek č.3.6 Labutě. [8]

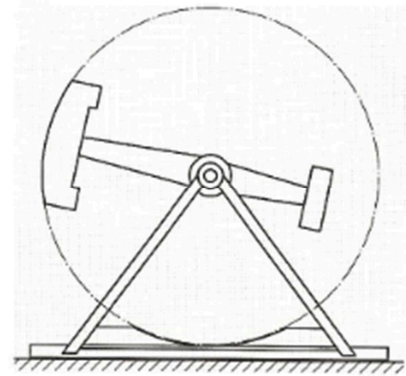
Ruská kola, houpačky (s motorem a bez motorového pohybu).

Jsou to zařízení, které se otáčí jen kolem jedné osy (hlavní):- s mechanickým pohonem

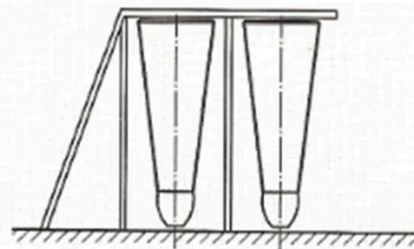
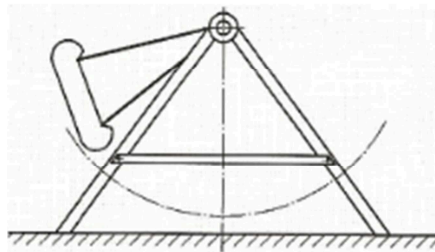
- bez mechanického pohonu



Obr. č. 3.7 Hl. horizont. osy s pevnými nebo
nebo otáčejícími se gondolami. [6]



Obr. č. 3.8 Loď s horizont. osou pevně
spojena s výložníkem. [6]



Obr. č.3.9 Jedna horizontální osa bez mechanického pohonu. [6]

Příklady:

- Loď
- Kladivo
- Houpačka

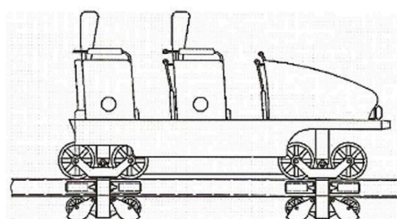
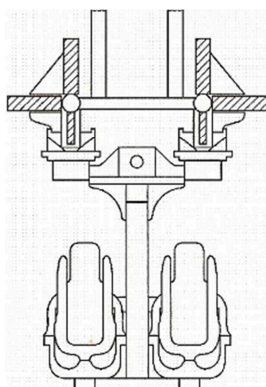


Obrázek č. 3.10 Houpačka [8]

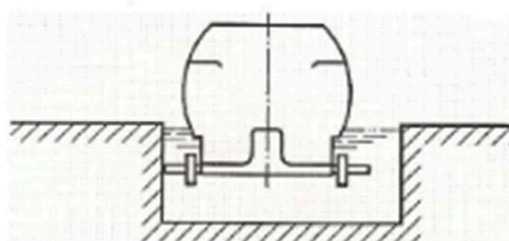


Obrázek č.3.11 Kladivo [9]

Horské dráhy, vodní skluzavky, paláce hrůzy, vláčky a další zařízení vedená po kolejích nebo kanálem



Obr. č. 3.12 Zařízení vedené po kolejích. [6]



Obr. č. 3.13 Zařízení vedená korytem nebo kanálem. [6]

Příklady:

- Vláček
- Bobovka



Obr. č. 3.14 Dětský vláček. [10]



Obrázek č. 3.15 Bobovka. [11]

4. Platná legislativa

Při navrhování a konstruování poutové atrakce se musím řídit platnou normou, pod kterou tato atrakce spadá. Norma stanovuje bezpečnostní pravidla pro ochranu osob před úrazem způsobeným špatným návrhem, konstrukcí či nesprávným provozováním tohoto zařízení.

Poutová atrakce spadá pod normu ČSN EN 13814 Prostředky lidové zábavy pro slavnosti a lunaparky – Bezpečnost.

Vzhledem k tomu, že při návrhu zařízení musím dbát nařízení normy, v níže uvedených bodech stručně shrnuji požadavky normy na rozbor a prohlídku konstrukčního návrhu a na konstrukci a výrobu prostředků lidové zábavy. Z těchto požadavků budu vycházet při svém návrhu konstrukčního řešení poutové atrakce.

4.1. Předmět normy

Předmětem normy je stanovení minimálních požadavků nezbytných pro zajištění bezpečného návrhu, výpočtu, výroby, instalace, údržby, provozu, prohlídek a zkoušek mobilních, přechodně nebo trvale instalovaných prostředků lidové zábavy a staveb, například kolotočů, houpaček, ruských kol, horských drah, skluzavek, tribun, membránových nebo textilních konstrukcí. [6]

4.2. Požadavky na rozbor a prohlídku konstrukčního návrhu [6]

4.2.1. Konstrukční podklady

Popis konstrukce a provozu

V tomto popisu musí být podáno vysvětlení prostředku lidové zábavy, zejména jeho konstrukce, použití a jeho stavby.

Konstrukční a výrobní výkresy

Konstrukční výkresy musí obsahovat minimálně:

- Výkresy celkového uspořádání v půdorysu, kolmého průmětu a průřezu v čitelném měřítku v závislosti na velikosti atrakce.
- Znázornění potřebného volného prostoru kolem pohybujících se částí.
- Podrobné výkresy ve zvětšeném měřítku, na nichž jsou znázorněny všechny konstrukční podsestavy, které nejsou příliš rozeznatelné na výkresech celkového uspořádání.

4.2.2. Materiál

Slitiny hliníku- musí být zvoleny ve shodě s EN 573-3. Konstrukční části a spojovací prvky nesmějí být vyrobeny ze slitin hliníku s poměrem $f_{0,2\%}/f_u > 0,85$ a tažností menší než $\varepsilon \leq 8\%$.

Dřevo - výběr dřeva v souladu s normami uvedenými v ENV 1995-1-1.

Beton – výběr stupně betonu se provádí podle ENV 1992.

Plastové kompozitní materiály- jejich volba podle evropských norem případně národních norem pro plastové kompozitní materiály ve stavebnictví.

Oceli – volíme oceli, jejíž technologické hodnoty jsou uvedeny v evropských normách popřípadě v příslušných národních normách.

4.2.3. Spojovací prvky

Šrouby a čepy musí odpovídat pevnostem třídy 4.6, 5.6, 6.8, 8.8, a 10.9 podle

EN ISO 898-1. Výběr nýtů a slepých nýtů se provádí z evropských norem nebo v případě jejich absence podle národních norem.

4.3. Požadavky na konstrukci a výrobu prostředků lidové technické zábavy[6]

4.3.1. Pódia

- Sklon pódia nesmí být větší než 1:8.
- Rampy určené pro příchod a odchod návštěvníků nesmějí být nakloněny více než 1:6.
- Jsou-li přes celou šířku rampy umístěny příčné lišty ve vzd. max. 0,4m, může být sklon zvýšen na 1:4. Výška příčné lišty musí být minimálně 5 mm a šířka nesmí přesahovat 50 mm.
- Není-li pódium opatřeno schody ani rampami, musí být rozdíl úrovní mezi jeho jednotlivými částmi mezi 0,10 m až 0,24 m.

4.3.2. Schody

Schody používané návštěvníky musí mít šířku minimálně 0,90 m. Únikové schodiště musí mít šířku minimálně 0,6 m. Schody nesmějí překročit šířku 2,5 m. To neplatí, jsou-li provedeny kolem celé atrakce a nemají-li více než 10 schodišťových stupňů nebo výškový rozdíl 2 m. Výška schodišťového stupně musí být mezi 0,14 m a 0,24 m.

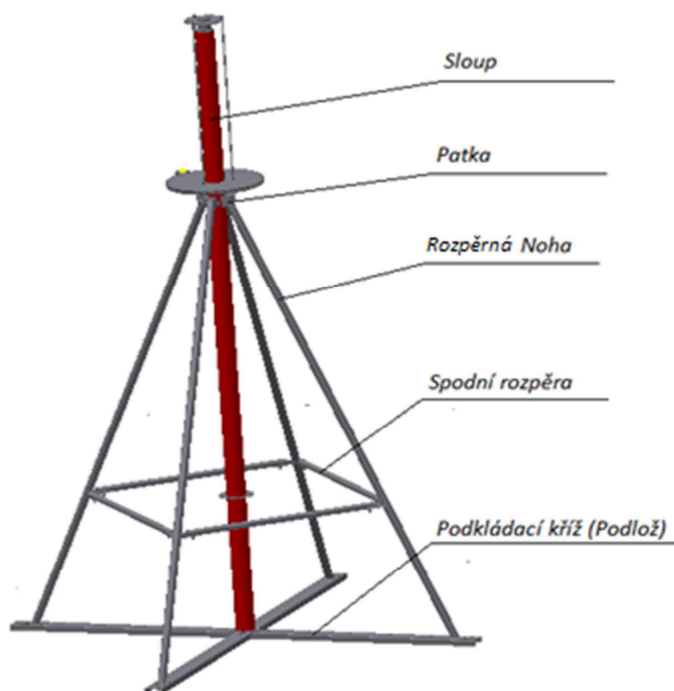
4.3.3. Zadržná zařízení pro pasažéry

Každá část atrakce, do níž jsou pasažéři umísťováni (jednotka pro pasažéry) musí být opatřena vhodnými zařízeními pro zadržení pasažérů uvnitř jednotky a v případě potřeby pro jejich udržení na místě.

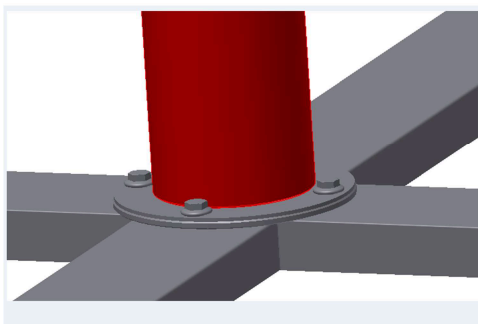
5. Konstrukční návrh

Zadáním mé diplomové práce je navrhnout pouťovou atrakci. Atrakce musí mít 16 sedaček zavěšených na kole o průměru 8000 [mm]. Celková výška atrakce nesmí přesáhnout 9000 [mm]. Po nastudování jaké typy atrakcí jsou a po zhlédnutí zadaných parametrů jsem se rozhodla pro konstrukci řetízkového kolotoče. Tento kolotoč patří k jednomu z nejoblíbenějších jak ve velkých tak v malých lunaparcích. Zaujala mne jeho důmyslná konstrukce, která musí být navržena tak aby se kolotoč v co nejkratším možném čase celý rozložil a naložil na korbu jednoho nákladního vozu a poté se opět v co nejkratším čase postavil a zprovoznil. To byl jeden z důvodů, proč jsem si vybrala pro svou konstrukci právě řetízkový kolotoč. Celková rozebíratelnost kolotoče bude hlavní parametr, ze kterého vyjdu ve svém konstrukčním návrhu.

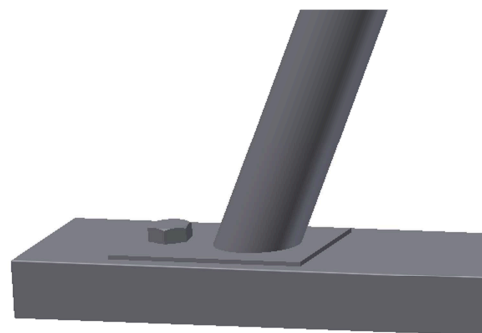
Hlavní nosná část kolotoče je tvořena sloupem (obr. 5.1). Sloup se pomocí šroubů spojí s podkládacím křížem-podloží (obr. 5.2). Stabilitu sloupu zajišťují rozpěrné nohy. Na sloupu jsou navařeny patky, do nichž jsou pomocí šroubu otočně uloženy tyto rozpěrné nohy, které jsou ve spodní části přišroubovány k podloží (obr. 5.3). Při rozkládání kolotoče se uvolní spodní šroub jistící nohu a noha se sklopí ke sloupu. Dále jsou na sloupu navařeny dva nákržky. Jeden má po obvodě 16 otvorů pro zasunutí podešví (obr. č. 5.9). Druhý slouží pro usazení ozubeného kola a ložiska (obr. č. 5.6).



Obr. 5.1 Hlavní nosná část řetízkového kolotoče.

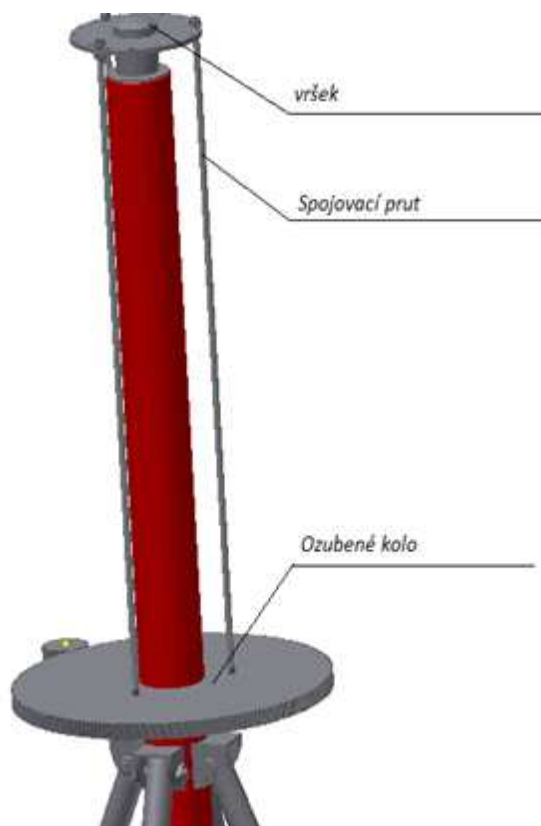


Obrázek č. 5.2 Detail spojení sloupu a podkládacího kříže.



Obrázek č. 5.3 Detail spojení nohy a podložky.

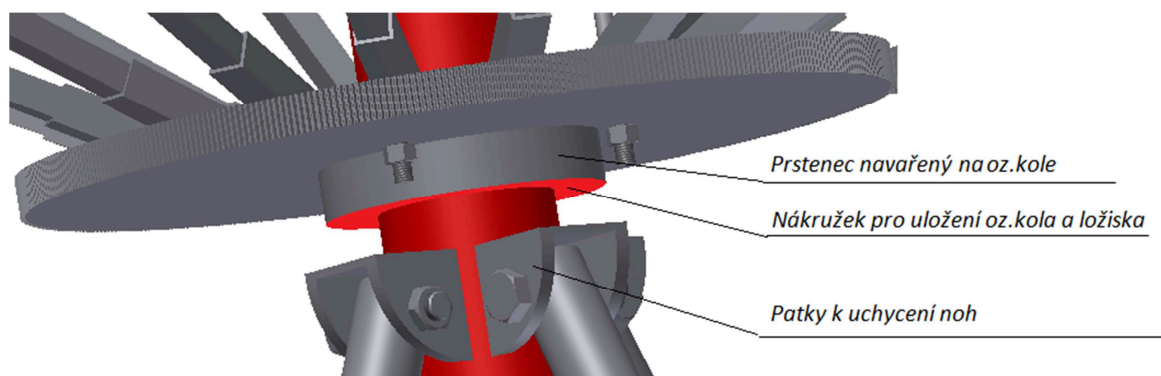
Otáčivý pohyb kolotoče je umožněn pomocí čelního ozubeného soukolí. Velké ozubené kolo je nasazeno na sloupu a to tak, že na spodní straně kola je navařen prstenec, který dolehne na nákržek navařený na sloupu (obr. 5.6). Ozubené kolo s vrškem kolotoče je spojeno mimo jiné pomocí tří prutů. Vršek kolotoče je nasazen na ložiskách a díky spojení těmito pruty se otáčivý pohyb oz. kola přenáší na celou vrchní část kolotoče (obr. 5.4).



Obrázek č. 5.4. Přenos točivého pohybu z oz. kola na vršek kolotoče.

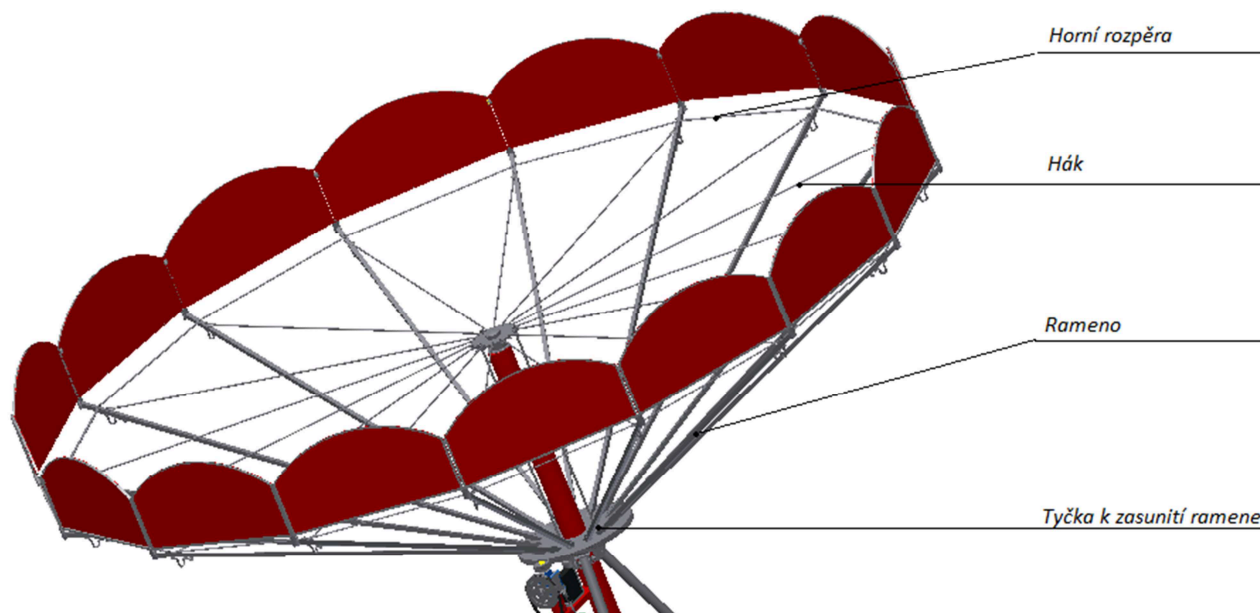


Obrázek č. 5.5 Detail uložení ložisek na vršku kolotoče



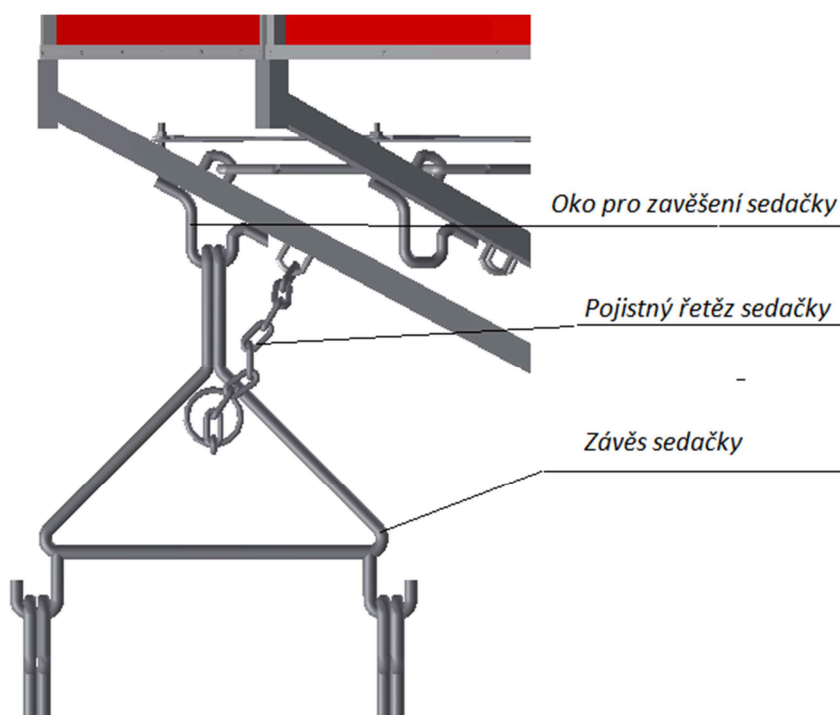
Obrázek č. 5.6 Usazení ozubeného kola.

Na oz. kole je do kruhu navařeno 16 trubek kde do každé z nich se zasouvá rameno, na němž je zavěšená sedačka. Rameno je v horní části spojeno pomocí háku s vrškem. Ramena jsou pomocí 16 obrazů, které se zasunou do koncovek navařených na konci jednotlivých ramen navzájem propojena do šestnáctiúhelníku (obr. 5.7). Na bočních stranách obrazu jsou navařeny trubky, do kterých se zasune spojovací kolík, který vzájemně propojuje obrazy v horní části. Pro větší tuhost a jednoduchost při stavění kolotoče jsou ramena ještě vzájemně spojena rozpěrou. Ta se nasune na čep navařený na rameni a zajistí se matkou.



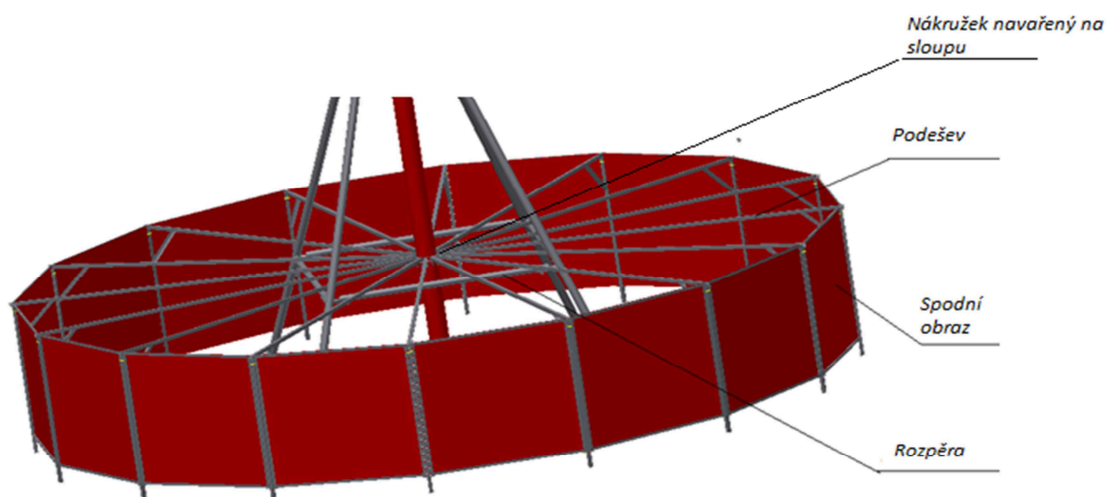
Obrázek č. 5.7 Provedení otočné části kolotoče.

Sedačky jsou zavěšeny na řetězu, jehož délka je zvolena tak, aby sedačky visely 400 [mm] nad podlahou, pro snadné nastupování jak dospělých tak dětí. Závěs sedačky je zavěšen, v oku přivařeném na rameni, a ještě je uchycen pojistným řetězem (obr. 5.8). Sedačka je vybavena ještě jedním řetězem, který slouží pro jištění cestujících.



Obrázek č. 5.8 Způsob zavěšení sedačky.

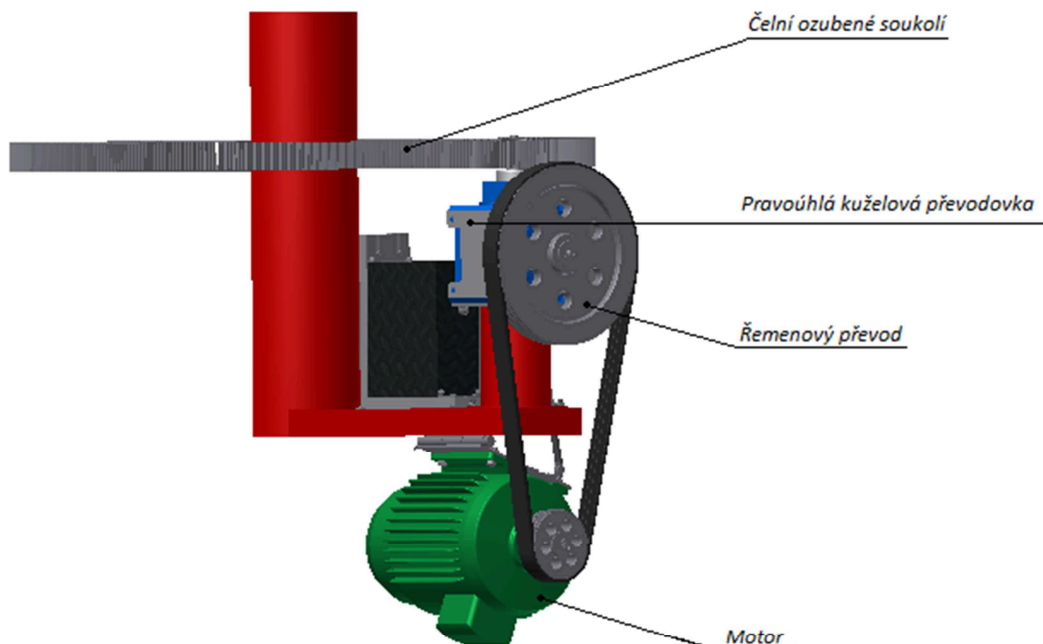
Podlaha kolotoče je tvořena 16 podešvemi. Každá podešev má na svém konci navařený kolík, který se zasune do otvoru nákrůžku navařeného na sloupu. Podešve jsou podepřeny spodními rozpěrami, nasazenými na rozpěrných nohách. Princip spojení podešví je stejný, jako spojení vrchních ramen, a to pomocí obrazů (obr. 5.9). Mezi jednotlivé podešve jsou vloženy dřevěné desky podlahy, které mají stejný tvar jako mezery mezi podešvemi.



Obrázek č. 5.9 Provedení podlahy.

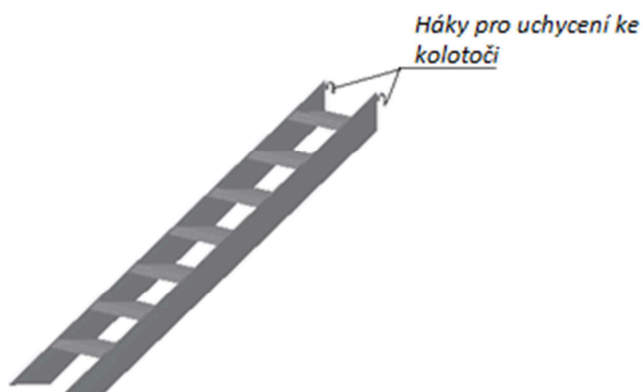
Jelikož otáčky kolotoče jsou $n=10[\text{ot.min}^{-1}]$ navrhla jsem třístupňový převod, abych těchto otáček plynule dosáhla. Za čelním ozubeným soukolím je tedy ještě pravoúhlá

kuželová převodovka a řemenový převod (obr. 5.10). To vše je poháněno elektromotorem. Návrhy těchto převodů jsou uvedeny v další kapitole č. 6.



Obrázek č 5.10 pohon kolotoče.

Schody jsou navrženy jako svařenec. Jsou celokovové a při jejich návrhu jsem vycházela z normy. Ke kolotoči budou umístěny dvojce schody, jedny slouží pro nástup cestujících a druhé pro výstup. Schody jsou opatřeny dvěma navařenými háky, které se zasunou do trubek navařených na čele vybraných podešví. Tak zajistím spojení schodů a kolotoče.



Obrázek č. 5.11 Schody.

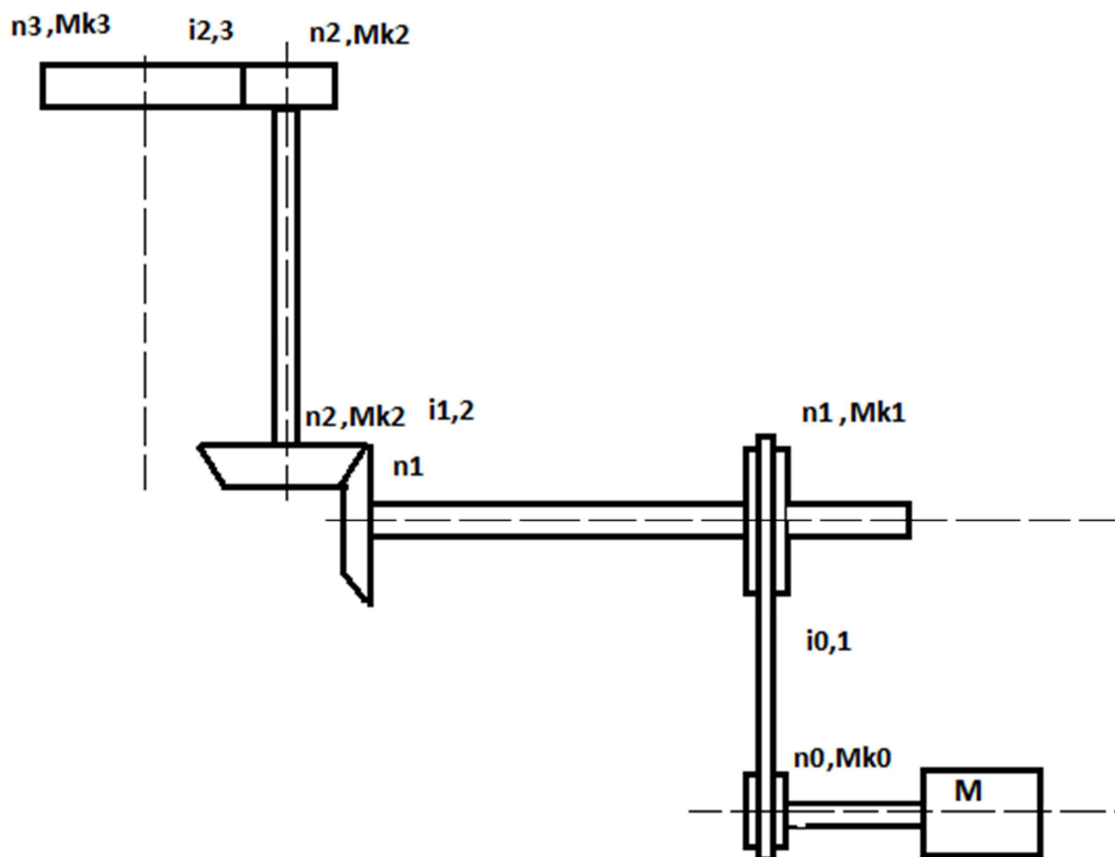


Obrázek č. 5.12 Celková sestava.

6. Výpočty

6.1. Návrh pohonu kolotoče

Pohon kolotoče se skládá z motoru a převodovky. Převodovka bude složena z řemenového převodu, kuželového soukolí a ze soukolí čelního s přímými zuby.



Obrázek č. 6.1 Schéma pohonu řetězového kolotoče.

6.1.1. Návrh motoru

Pro řetězové kolotoče se běžně používají kroužkové motory o výkonu 4-6 [kW] a o otáčkách 700-900 [min^{-1}]. Kroužkové motory se používají ve spojení s reostatem, pomocí něhož jsou regulovány otáčky motoru.

Z důvodů vysokých pořizovacích nákladů kroužkového motoru volím trojfázový asynchronní motor ve spojení s frekvenčním měničem. Touto inovací snížím náklady na pohon až o dvě třetiny.

Volba elektromotoru z katalogu [12].

Z katalogu od společnosti SIEMENS s.r.o. volím trojfázový asynchronní šestipólový **elektromotor SIEMENS 1LA7 134 – 6AA6X**

Parametry motoru: $P = 5,5$ [kW]

$$n_0 = 950 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Kde P jmenovitý výkon elektromotoru [kW]

n_0 jmenovité otáčky elektromotoru [min^{-1}]

6.1.2 Volba frekvenčního měniče

Frekvenční měnič volím z katalogu firmy Opis Engineering k. s. [13]. Dle výkonu motoru $P=5,5$ [kW] vybírám **frekvenční měnič ACU 401 size 19**.

6.1.3. Rychlost otáčení řetízového kolotoče

Vzhledem k tomu že nemám zadané žádné požadavky na rychlost otáčení kolotoče, volím rychlost, která je obvyklá pro řetízového kolotoče $v_K = 4$ [m.s^{-1}]. Touto rychlostí se budou pohybovat i sedačky, které jsou zavěšené na kole průměru $D_L=8000$ [mm]. Díky těmto hodnotám můžu dopočítat otáčky kolotoče n_3 (výstupní otáčky)

$$v_K = \pi \cdot D_L \cdot n_3 \tag{6.1}$$

$$n_3 = \frac{v_K}{\pi \cdot D_L} \text{ [s}^{-1}\text{]} \tag{6.2}$$

$$n_3 = \frac{4}{\pi \cdot 8} \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

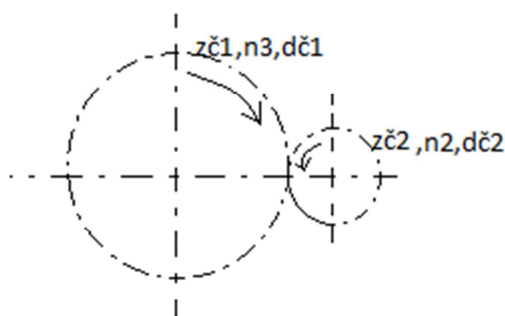
$$n_3 = 0,159 \text{ [s}^{-1}\text{]} = 10 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

Kde D_L průměr zavěšení laviček [m]

n_3 otáčky kolotoče (výstupní otáčky) [min^{-1}]

v_K rychlost otáčení kolotoče, volím $v_K = 4$ [m.s^{-1}]

π ludolfovo číslo [1]

6.1.4. Návrh čelního ozubeného soukolí s přímými zuby

Obrázek č. 6.2 schéma čelního oz. soukolí

Znám výstupní otáčky z převodu $n_3 = 10 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. Zvolím si počet zubů pastorku $z_{č2}$ a převodový poměr čelního soukolí $i_{2,3}$.

Volím tedy: $z_{č2} = 25 \text{ [1]}$

$$i_{2,3} = 7,1 \text{ [1]}$$

a) Počet zubů kola čelního oz. soukolí $z_{č1}$.

$$i_{2,3} = \frac{z_{č1}}{z_{č2}} \quad 6.3$$

$$z_{č1} = z_{č2} \cdot i_{2,3} \quad 6.4$$

$$z_{č1} = 25 \cdot 7,1 \text{ [1]}$$

$$z_{č1} = 177,5 \text{ [1]}$$

$$\Rightarrow \text{volím } z_{č1} = 178 \text{ [1]}$$

Kde $i_{2,3}$ převodový poměr na čelním oz. soukolí [1]

$z_{č1}$ počet zubů velkého kola čelního oz. soukolí [1]

$z_{č2}$ počet zubů pastorku čelního oz. soukolí [1]

b) Skutečný převodový poměr čelního ozubeného soukolí i_{sk} .

$$i_{sk2,3} = \frac{z_{č1}}{z_{č2}} \quad 6.5$$

$$i_{sk2,3} = \frac{178}{25} \text{ [1]}$$

$$i_{sk2,3} = 7,120 \text{ [1]}$$

Kde $i_{sk2,3}$ skutečný převodový poměr čelního oz. soukolí [1]

c) Otáčky pastorku čelního oz. soukolí n_2

$$i_{sk2,3} = \frac{n_2}{n_3} \quad 6.6$$

$$n_2 = i_{sk2,3} \cdot n_3 \quad 6.7$$

$$n_2 = 7,12 \cdot 10 \quad [\text{min}^{-1}]$$

$$n_2 = 71,2 \quad [\text{min}^{-1}] = 1,18 \quad [\text{s}^{-1}]$$

Kde n_2 otáčky pastorku čelního oz. soukolí $[\text{min}^{-1}]$

d) Krouticí moment na pastorku čelního oz. soukolí Mk_2

$$Mk_2 = \frac{P}{2\pi \cdot \frac{n_2}{60}} \quad 6.8$$

$$Mk_2 = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_2}$$

$$Mk_2 = \frac{30 \cdot 5500}{\pi \cdot 71,2} \quad [\text{Nm}]$$

$$Mk_2 = 737,65 \quad [\text{Nm}]$$

Kde Mk_2 krouticí moment na pastorku čelního oz. soukolí [Nm]

e) Krouticí moment na velkém kole čelního oz. soukolí Mk_3

$$Mk_3 = i_{sk2,3} \cdot Mk_2 \quad 6.9$$

$$Mk_3 = 7,12 \cdot 737,65 \quad [\text{Nm}]$$

$$Mk_3 = 5252,0 \quad [\text{Nm}]$$

Kde Mk_3 krouticí moment na velkém kole čelního oz. soukolí [Nm]

f) Volba materiálu kola a pastorku čelního oz. soukolí.

Pro kolo i pastorek volím materiál 12 051 konstrukční ocel slitinová, povrchově kalená po boku.

g) Výpočet modulu čelního oz. soukolí

Modul čelního oz. soukolí vypočítám pomocí programu MODUL [14] od pana prof. Němčeka, viz obrázky níže.

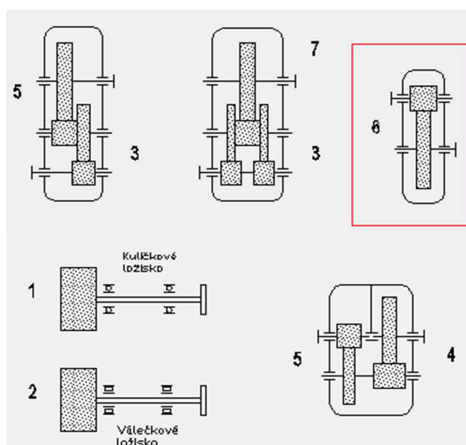
Postup práce v programu MODUL

- 1) Do programu jsem zadala již známé hodnoty: $z_{\varepsilon 1} = z_2$, $z_{\varepsilon 2} = z_1$, $Mk_2 = T_1$.
- 2) Hodnotu součinitele pro respektování dynamických sil K_A a schéma ozubeného soukolí jsem zvolila dle obrázku č. 6.3a) a 6.3b). Hodnoty σ_{Flim} (mez únavy v ohybu), σ_{Hlim} (mez únavy v dotyku) a V_{HV} (tvrdost boku zubů podle Vickerse) souvisejí s volbou materiálu.
- 3) Hodnoty ψ_m (poměrná šířka) a $K_{H\beta}$ (součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce) se vygenerují v programu samy.
- 4) Vygenerování hodnoty modulu viz obrázek 6.4
- 5) Program vygeneroval hodnotu modulu čelního ozubeného soukolí $m_n=5,582[\text{mm}]$, volím nejbližší vyšší a to $m_n=6 [\text{mm}]$ viz obrázek 6.5.

ORIENTAČNÍ HODNOTY SOUČiniteLE K_A PRO RESPEKTOVÁNÍ VNĚJŠÍCH DYNAMICKÝCH SIL					PŘÍKLADY PRACOVNÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY	
Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnacím (pracovním) strojem				Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností		
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75	plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85	s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	1,25	1,5	1,75	2,0	se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25	s velkými rázy	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná souprava, briketovací lis, hnětací stroj

PŘÍKLADY HNACÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY	
Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	vícéválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

Obrázek č.6.3a) Určení součinitele pro respektování dynamických sil. [14]



Obrázek č. 6.3b) Určení schématu oz. soukolí. [14]

Typ ozubení

☒ Čelní

☐ Kuželové

☐ Hřeben

z₁ 25

z₂ 178

β 0 [°]

T₁ 738 [N·m]

ψ_m 8

Schéma 6

K_{Hβ} 1.250

K_A 1.5

σ_{Flimb} 390 [MPa]

σ_{Hlim} 1140 [MPa]

V_{HV} 600

Iisk Moguly Konec

m_n = 5.582 [mm]

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

f_F = 18

K_F = K_A · K_{Hβ}

σ_{FP} = 0,6 · σ_{Flimb}⁰

m_n ohyb = 5.574 [mm]

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

f_H = 770 (β = 0°)

f_H = 690 (β > 0°)

K_H = K_A · K_{Hβ}

σ_{HP} = 0,8 · σ_{Hlim}⁰

ψ_{d1} = ψ_m · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

u = $\frac{z_2}{z_1}$

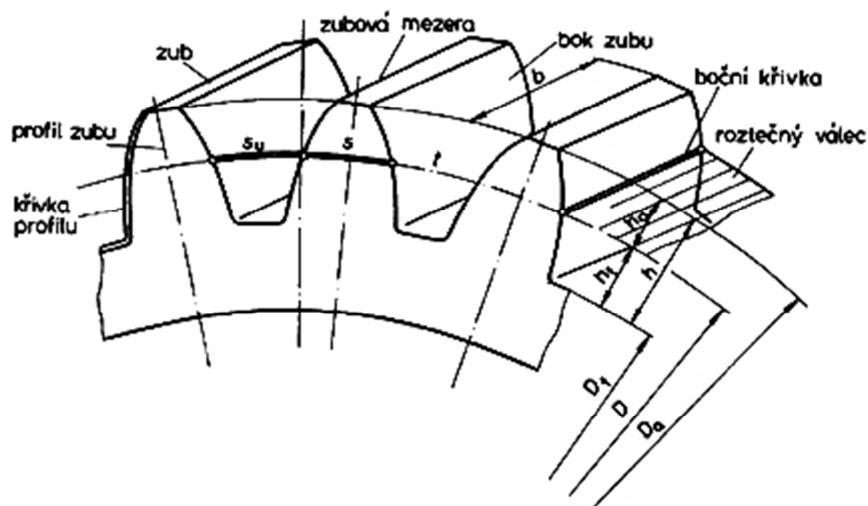
m_n = d₁ · $\frac{\cos \beta}{z_1}$

m_n dotyk = 5.582 [mm]

Obrázek č. 6.4 Vygenerovaný modul [14]

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	--	0,5	--	5	--	50	--
--	0,055	--	0,55	--	5,5	--	55
0,06	--	0,6	--	6	--	60	--
--	0,07	--	0,7	--	7	--	70
0,08	--	0,8	--	8	--	80	--
--	0,09	--	0,9	--	9	--	90
0,1	--	1	--	10	--	100	--
--	0,11	--	1,125	--	11		
0,12	--	1,25	--	12	--		
--	0,14	--	1,375	--	14		
0,15	--	1,5	--	16	--		
--	0,18	--	1,75	--	18		
0,2	--	2	--	20	--		
--	0,22	--	2,25	--	22		
0,25	--	2,5	--	25	--		
--	0,28	--	2,75	--	28		
0,3	--	3	--	32	--		
--	0,35	--	3,5	--	36		
0,4	--	4	--	40	--		
--	0,45	--	4,5	--	45		

Obrázek č. 6.5 Volba modulu [14]

h) Výpočet rozměru čelních ozubených kol

Obrázek č. 6. 6 Hlavní rozměry čelního oz soukolí. [15]

Šířka ozubení.

$$b = \psi \cdot m_n \quad 6.10$$

$$b = 8.6 \text{ [mm]}$$

$$b = 48 \text{ [mm]}$$

Kde b šířka ozubení [mm]

ψ poměrná šířka, dle [14] $\psi = 8$ [mm]

Výška hlavy zubu.

$$h_a = 1 \cdot m_n \quad 6.11$$

$$h_a = 1.6 \text{ [mm]}$$

$$h_a = 6 \text{ [mm]}$$

Kde h_a výška hlavy zubu [mm]

m_n normální modul [mm]

Výška paty zubu.

$$h_f = 1,25 \cdot m_n \quad 6.12$$

$$h_f = 1,25 \cdot 6 \text{ [mm]}$$

$$h_f = 7,5 \text{ [mm]}$$

Kde h_f výška paty zubu [mm]

Rozteč.

$$p = \pi \cdot m_n \quad 6.13$$

$$p = \pi \cdot 6 \quad [\text{mm}]$$

$$p = 18,85 \quad [\text{mm}]$$

Kde p rozteč [mm]

Základní rozteč.

$$p_b = p \cdot \cos \alpha \quad 6.14$$

$$p_b = 18,85 \cdot \cos 20 \quad [\text{mm}]$$

$$p_b = 17,71 \quad [\text{mm}]$$

Kde p_b základní rozteč [mm]

Průměr roztečné kružnice kola.

$$d_1 = z_{\varepsilon 1} \cdot m_n \quad 6.15$$

$$d_1 = 178,6 \quad [\text{mm}]$$

$$d_1 = 1068 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_1 průměr roztečné kružnice kola [mm]

Průměr roztečné kružnice pastorku.

$$d_2 = z_{\varepsilon 2} \cdot m_n \quad 6.16$$

$$d_2 = 25,6 \quad [\text{mm}]$$

$$d_2 = 150 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_2 průměr roztečné kružnice pastorku [mm]

Průměr základní kružnice kola.

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha \quad 6.17$$

$$d_{b1} = 1068 \cdot \cos 20 \quad [\text{mm}]$$

$$d_{b1} = 1003,59 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_{b1} průměr základní kružnice kola [mm]

Průměr základní kružnice pastorku.

$$d_{b2} = d_{c2} \cdot \cos \alpha \quad 6.18$$

$$d_{b2} = 150 \cdot \cos 20 \text{ [mm]}$$

$$d_{b2} = 140,95 \text{ [mm]}$$

Kde d_{b2} průměr základní kružnice pastorku [mm]

α úhel záběru, dle [16] $\alpha = 20 [^\circ]$

Průměr hlavové kružnice kola

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m_n \quad 6.19$$

$$d_{a1} = 1068 + 6 \text{ [mm]}$$

$$d_{a1} = 1080 \text{ [mm]}$$

Kde d_{a1} průměr hlavové kružnice kola [mm]

Průměr hlavové kružnice pastorku

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m_n \quad 6.20$$

$$d_{a2} = 150 + 2 \cdot 6 \text{ [mm]}$$

$$d_{a2} = 162 \text{ [mm]}$$

Kde d_{a2} průměr hlavové kružnice pastorku [mm]

Průměr patní kružnice kola.

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m_n \cdot (1 + c^*) \quad 6.21$$

$$d_{f1} = 1068 - 2 \cdot 6 \cdot (1 + 0,25) \text{ [mm]}$$

$$d_{f1} = 1053 \text{ [mm]}$$

$$c = 0,25 \cdot m \quad 6.22$$

$$c = 0,25 \cdot 6 \text{ [mm]}$$

$$c = 1,5 \text{ [mm]}$$

$$c^* = \frac{c}{m} \quad 6.23$$

$$c^* = \frac{1,5}{6} \quad [\text{mm}]$$

$$c^* = 0,25 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_{f1} průměr patní kružnice kol [mm]

c hlavová vůle [mm]

c^* jednotková hlavová vůle [mm]

Průměr patní kružnice pastorku

$$d_{f2} = d_2 - 2.m_n.(1 + c^*) \quad 6.24$$

$$d_{f2} = 150 - 2.6.(1 + 0,25) \quad [\text{mm}]$$

$$d_{f2} = 135 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_{c2} průměr patní kružnice pastorku [mm]

Průměr valivé kružnice kola.

$$d_{w1} = d_1. \quad 6.25$$

$$d_{w1} = 150 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_{w1} průměr valivé kružnice kola [mm]

Průměr valivé kružnice pastorku.

$$d_{w2} = d_2 \quad 6.26$$

$$d_{w2} = 1068 \quad [\text{mm}]$$

Kde d_{w2} průměr valivé kružnice pastorku [mm]

Tloušťka zubu.

$$s_{1,2} = \pi.m_n \quad 6.27$$

$$s_{1,2} = \pi.6 \quad [\text{mm}]$$

$$s_{1,2} = 9,42 \quad [\text{mm}]$$

Kde $s_{1,2}$ tloušťka zubu [mm]

Teoretická vzdálenost os.

$$a = (d_1 + d_2) / 2 \quad 6.28$$

$$a = (1068 + 150) / 2 \quad [\text{mm}]$$

$$a = 609 \quad [\text{mm}]$$

Kde a teoretická vzdálenost os [mm]

Skutečná os. vzdálenost.

$$a_w = a \quad 6.29$$

$$a_w = 609 \quad [\text{mm}]$$

Kde a_w skutečná osová vzdálenost [mm]

Provozní úhel záběru.

$$\alpha_w = \alpha \quad 6.30$$

$$\alpha_w = 20 \quad [^\circ]$$

Kde α_w provozní úhel záběru [$^\circ$]

Součet jednotkových posunutí

$$x_1 = x_2 = x_\Sigma = 0 \quad 6.31$$

Kde x_1 jednotkové posunutí kola [mm]

x_2 jednotkové posunutí pastorku [mm]

x_Σ součet jednotkových posunutí [mm]

i) Zjednodušená pevnostní kontrola čelního ozubeného soukolí.

Zjednodušenou pevnostní kontrolu č. oz. soukolí podle ČSN 01 4686 část 4 provedu opět pomocí programu pana prof. Němčeka. Tentokrát ale použiju program CSNw [17].

Postup práce v programu CSNw:

1) Zvolím typ ozubení - vnější. Poté v záložce Geometrie zadáme počet zubů kola a pastorku $z_{\varepsilon 1} = z_1 [-]$, $z_{\varepsilon 2} = z_2 [-]$, hodnotu normálního modulu m_n [mm] a jednotkové posunutí $x_1 [-]$, $x_2 [-]$. Ostatní hodnoty jsou vloženy programem, charakterizují rozměry základního profilu ozubení.

- 2) Zvolím materiál kola a pastorku 12 051
- 3) Zadám zatížení- krouticí moment na pastorku Mk_2
- 4) Program vygeneruje hodnoty pevnostního výpočtu viz obrázek 6.7

OHYB		DOTYK	
$\sigma_{F1} = 99.0$	$\sigma_{F2} = 111.9$	$\sigma_{H1} = 553.3$	$\sigma_{H2} = 553.3$
$\sigma_{FP1} = 390.0$	$\sigma_{FP2} = 390.0$	$\sigma_{HP1} = 1140.0$	$\sigma_{HP2} = 1140.0$
$S_{F1} = 3.939$	$S_{F2} = 3.485$	$S_{H1} = 2.061$	$S_{H2} = 2.061$
$\sigma_{Fmax1} = 198.0$	$\sigma_{Fmax2} = 223.8$	$\sigma_{Hmax1} = 782.4$	$\sigma_{Hmax2} = 782.4$
$\sigma_{FPmax1} = 780.0$	$\sigma_{FPmax2} = 780.0$	$\sigma_{HPmax1} = 2400.0$	$\sigma_{HPmax2} = 2400.0$
$K_F = 1.207$	$K_{Fv} = 1.000$	$\sigma_{H01} = 503.6$	$\sigma_{H02} = 503.6$
$K_{F\alpha} = 1.200$	$K_{F\beta} = 1.006$	$K_H = 1.207$	$K_{Hv} = 1.000$
$Y_\epsilon = \dots$	$Y_\beta = 1.000$	$K_{H\alpha} = 1.200$	$K_{H\beta} = 1.006$
$Y_{Fs1} = 2.686$	$Y_{Fs2} = 2.811$	$K_A = 1.000$	$K_{As} = 2.000$
$Y_{Fe1} = 1.152$	$Y_{Fe2} = 1.211$	$Z_\epsilon = 0.919$	$Z_H = 2.331$
$Y_{Sa1} = 2.331$	$Y_{Sa2} = 2.322$	$Z_{R1} = 1.000$	$Z_{R2} = 1.000$
		$Z_E = 191.646$	$Z_\beta = 1.000$

Obrázek č. 6.7 Výsledky pevnostní kontroly v programu CSNw. [17]

Ozubení pastorku a kola vyhovuje tehdy, je - li současně splněno 8 pevnostních podmínek.

1. až 4. únavového namáhání v dotyku a ohybu a 5. až 8. jednorázového (statického) přetížení zubů v dotyku a ohybu. [18]

<u>1. podmínka</u> $s_{H1} > 1,2$ $2,061 > 1,2 [-]$ →splněno	<u>2.podmínka</u> $s_{H2} > 1,2 [-]$ $2,061 > 1,2 [-]$ →splněno	<u>3.podmínka</u> $s_{F1} > 1,4$ $3,939 > 1,4 [-]$ →splněno	<u>4. podmínka</u> $s_{F2} > 1,4 [-]$ $3,485 > 1,4 [-]$ →splněno
<u>5. podmínka</u> $\sigma_{Hmax1} \leq \sigma_{HPmax1}$ $782,4 < 2400$ →splněno	<u>6.podmínka</u> $\sigma_{Hmax2} \leq \sigma_{HPmax2}$ $782,4 < 2400$ →splněno	<u>7. podmínka</u> $\sigma_{Fmax1} \leq \sigma_{FPmax1}$ $198 < 780$ →splněno	<u>8. podmínka</u> $\sigma_{Fmax2} \leq \sigma_{FPmax2}$ $223,8 < 780$ →splněno

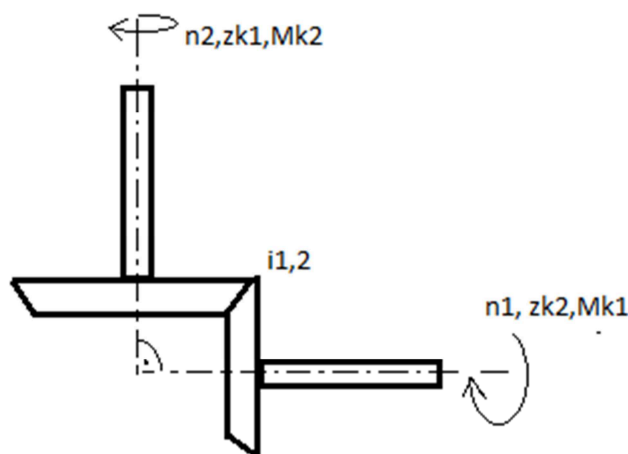
Kde s_{H1} bezpečnost proti tvorbě pittingu pro kolo [-]

s_{H2} bezpečnost proti tvorbě pittingu pro pastorek [-]

s_{F1}	bezpečnost proti únavovému lomu pro kola [-]
s_{F2}	bezpečnost proti únavovému lomu pro pastorek [-]
σ_{Hmax1}	max. napětí v dotyku na kole [MPa]
σ_{Hmax2}	max. napětí v dotyku na pastorku [MPa]
σ_{Fmax1}	max. napětí v ohybu na kole [MPa]
σ_{Fmax2}	max. napětí v ohybu na pastorku [MPa]
σ_{HPmax1}	max. dovolená napětí v dotyku na kole [MPa]
σ_{HPmax2}	max. dovolené napětí v dotyku na pastorku [MPa]
σ_{FPmax1}	max. dovolené napětí v ohybu na kole [MPa]
σ_{FPmax2}	max. dovolené napětí v ohybu na pastorku [MPa]

Všechny podmínky jsou splněny, navržené soukolí \Rightarrow VYHOVUJE

6.1.5. Návrh kuželové převodovky



Obrázek č. 6. 8 Schéma kuželové převodovky.

Znám výstupní otáčky z kuželové převodovky $n_2 = 71,2[\text{min}^{-1}]$ a zvolím si převodový poměr kuželového soukolí $i_{1,2}$ a počet zubu pastorku z_{k2} [1]. Kuželová převodovka bude pravoúhlá, tj. že vzájemný úhel os jednotlivých kol bude 90° .

Volím tedy: $i_{l,2} = 5$ [1]

z_{k2} volím dle tabulky na obr. č. 6.9, $z_{k1} = 9$ [1]

Převodový poměr	Rozsah z2
1	18-40
1.12	18-38
1.25	17-36
1.6	16-34
2	15-30
2.5	13-26
3	12-23
4	10-18
5	9-14
6	8-11

Obrázek č. 6.9 Doporučené hodnoty počtu zubů pastorku.

a) Počet zubů kola kuželového soukolí z_{k1} .

$$i_{1,2} = \frac{z_{k1}}{z_{k2}} \quad 6.32$$

$$z_{k1} = z_{k2} \cdot i_{1,2} \quad 6.33$$

$$z_{k1} = 9 \cdot 5 \quad [1]$$

$$z_{k1} = 45 \quad [1]$$

$$\Rightarrow \text{volím } z_{k1} = 46 \quad [1]$$

Kde $i_{l,2}$ převodový poměr kuželového soukolí [1]

z_{k1} počet zubů velkého kola kuželového soukolí [1]

z_{k2} počet zubů pastorku kuželového soukolí [1]

b) Skutečný převodový poměr kuželového soukolí $i_{sk1,2}$.

$$i_{sk1,2} = \frac{z_{k1}}{z_{k2}} \quad 6.34.$$

$$i_{sk1,2} = \frac{46}{9} \quad [1]$$

$$i_{sk1,2} = 5,1 \quad [1]$$

Kde $i_{sk1,2}$ skutečný převodový poměr kuželového soukolí [1]

c) Otáčky pastorku kuželového soukolí n_1 .

$$i_{sk1,2} = \frac{n_1}{n_2} \quad 6.35$$

$$n_1 = i_{sk1,2} \cdot n_2 \quad 6.36$$

$$n_1 = 5,1 \cdot 71,2 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

$$n_1 = 363,9 \text{ [min}^{-1}\text{]} = 6,065 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Kde n_1 otáčky pastorku kuželového soukolí [min⁻¹]

d) Krouticí moment na pastorku kuželového soukolí M_{k1} .

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{sk1,2} \quad 6.37$$

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_{sk1,2}} \quad 6.38$$

$$M_{k1} = \frac{737,65}{5,1} \text{ [Nm]}$$

$$M_{k1} = 144,32 \text{ [Nm]}$$

Kde M_{k1} krouticí moment na pastorku kuželového soukolí [Nm]

e) výběr kuželové převodovky z katalogu

Kuželovou pravoúhlou převodovku volím z katalogu firmy APEX DYNAMICS s.r.o. [19]

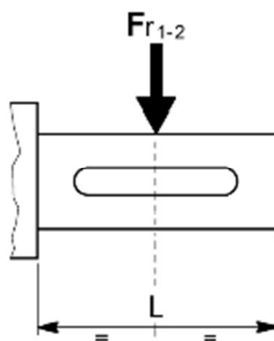
Podle požadovaného převodového poměru $i_{1,2}$ a podle krouticího momentu M_{k2} , který potřebuji převést, vybírám **pravoúhlou převodovku AT240R1**.

Parametry pravoúhlé převodovky: $M_{k2max} = 1210 \text{ [Nm]}$

$$i_{12} = 5 [1]$$

f) Kontrola pravoúhlé převodovky AT240R1 [20]

Přenos momentů vyvolává radiální sílu $F_R \text{ [N]}$ působící na volný konec hřídele převodovky. Velikost této síly se vypočte dle následujících vzorce č. 6.39 a nesmí přesáhnout maximální dovolené hodnoty uvedené v tabulce na obrázku 6. 11.



Obrázek č. 6.10. Působení radiální síly.[19]

Vstupní hřídel

$$F_{R1} = \frac{K_{R1} \cdot M k_1}{d_{\check{R}V}} \quad 6.39$$

$$F_{R1} = \frac{3.144,32}{0,330} [\text{N}]$$

$$F_{R1} = 1312 [\text{N}]$$

$$F_{R1} \leq F_{R1\max} \quad 6.40$$

$$1312 \leq 10000 [\text{N}]$$

\Rightarrow *vyhovuje*

Kde F_{R1} radiální síla na vstupní hřídeli [N]

K_{R1} součinitel bezpečnosti pro převod klínovým řemenem,

volím dle [20] $K_{R1} = 3 [-]$

$d_{\check{R}V}$ průměr velké řemenice [m]

$F_{R1\max}$ maximální dovolená radiální síla na vstupu, dle [19] $F_{R1\max} = 10000 [\text{N}]$

Výstupní hřídel

$$F_{R2} = \frac{K_{R2} \cdot M k_2}{d_2} \quad 6.41$$

$$F_{R2} = \frac{2,5.737,65}{0,150} [\text{N}]$$

$$F_{R2} = 12294 [\text{N}]$$

$$F_{R2} \leq F_{R1\max}$$

6.42

$$12294 \leq 35000 [\text{N}]$$

\Rightarrow vyhovuje

Kde F_{R2} radiální síla na výstupní hřídeli [N]

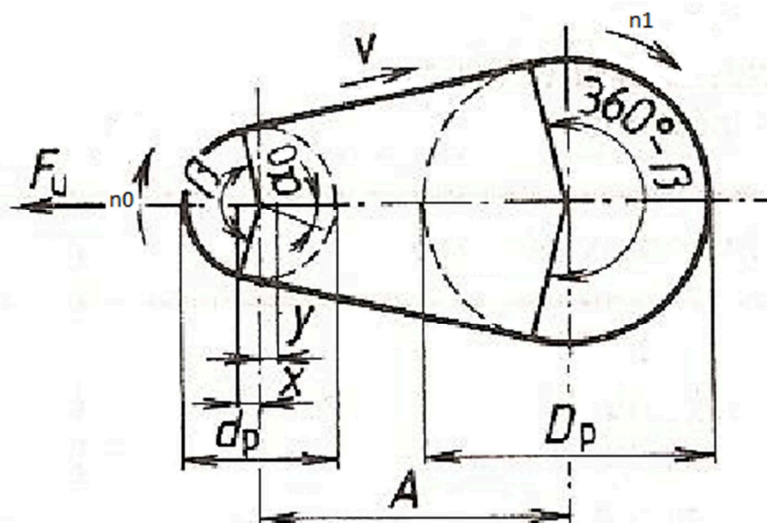
K_{R2} součinitel bezpečnosti pro ozubené soukolí, volím dle [20] $K_{R2} = 2,5 [-]$

$F_{R2\max}$ maximální dovolená radiální síla na výstupu, dle [19] $F_{R2\max} = 35000 [\text{N}]$

Model No.	Stage	Ratio	AT065 H	AT075 H	AT090 H	AT110 H	AT140 H	AT170 H	AT210 H	AT240 H	AT280 H	
			AT065 C	AT075 C	AT090 C	AT110 C	AT140 C	AT170 C	AT210 C	AT240 C	AT280 C	
			AT065 R1	AT075 R1	AT090 R1	AT110 R1	AT140 R1	AT170 R1	AT210 R1	AT240 R1	AT280 R1	
Nominal Output Torque T_{2N}	Nm	1	1	25	45	78	150	360	585	1,300	2,150	3,200
			1.5	25	45	78	150	360	585	1,300	2,150	3,200
			2	24	42	68	150	330	544	1,220	2,010	3,050
			3	18	33	54	120	270	450	1,020	1,650	2,850
			4	13	28	48	100	224	376	860	1,410	2,300
		5	12	25	40	85	196	320	740	1,210	2,000	
Max. Acceleration Torque T_{2a}	Nm	1	1.5 times of Nominal Output Torque									
Max. Acceleration Input Speed n_{1a}	rpm	1	1~5	7,500	6,500	5,500	4,500	3,500	3,000	2,200	2,000	1,700
Standard Backlash*	arcmin	1	1~5	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6	≤6
Max. Radial Load F_{1R} ² Input d1	N	1	1~5	700	950	1,450	2,100	2,700	3,800	7,800	9,600	10,500
Max. Radial Load F_{2R} ³ Output d2	N	1	1~5	900	1,100	1,700	2,700	4,800	6,600	11,500	16,000	18,000

Obrázek č. 6.11 Tabulka dovolených maximálních radiálních sil. [19]

6.1.6 Návrh řemenového převodu



Obrázek č. 6.12 Schéma řemenového převodu.

Při návrhu řemenového převodu vycházím z již známých vstupních otáček n_0 [min^{-1}] a výstupních otáček n_1 [min^{-1}].

a) Převodový poměr $i_{0,1}$

$$i_{0,1} = \frac{n_0}{n_1} \quad 6.43$$

$$i_{0,1} = \frac{950}{363,9} [1]$$

$$i_{0,1} = 2,60989 [1]$$

Kde $i_{0,1}$ převodový poměr řemenového převodu [1]

b) Stanovení velikosti klínového řemene úzkého.

Velikost normalizovaného průřezu klínového řemene úzkého určíme dle ČSN 02 3114 [16] vynesemím vstupních otáček n_0 [min^{-1}] a součinu přenášeného výkonu P [kW] a součinitele provozního zatížení c_2 [-].

$$Pc_2 = P \cdot c_2 \quad 6.44$$

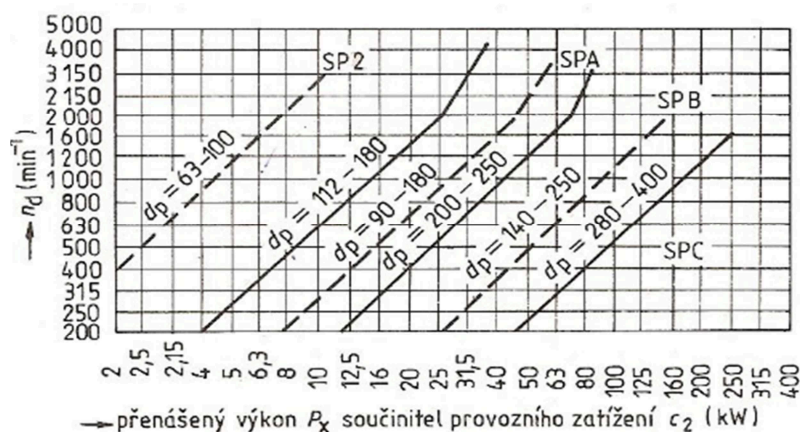
$$Pc_2 = 5,5 \cdot 1,2 [\text{kW}]$$

$$Pc_2 = 6,6 [\text{kW}]$$

Kde Pc_2 součin výkonu motoru a součinitele provozního zatížení [kW]

c_2 součinitel provozního zatížení, dle [16] volím $c_2 = 1, 2$ [-]

Z diagramu na obrázku 6.13 vyplívá, že vhodným klínovým řemenem bude **řemen průřezu SPZ**. Z diagramu dále vyplívá, že průměr malé řemenice bude v rozmezí $d_p = 112-180$ [mm].



Obrázek č. 6.13 Diagram k určení průřezu úzkého klínového řemene.[16]

c) Stanovení průměru řemenic**malá řemenice**

$$d_p = (112-180) \text{ [mm]} \rightarrow \text{volím } d_p = 125 \text{ [mm]}$$

velká řemenice

$$D_p = d_p \cdot i_{0,1} \quad 6.45$$

$$D_p = 125 \cdot 2,60989 \text{ [mm]}$$

$$D_p = 326,23 \text{ [mm]}$$

$$\Rightarrow \text{volím } D_p = 330 \text{ [mm]}$$

Kde D_p průměr velké řemenice [mm]

d_p průměr malé řemenice [mm]

d) Obvodová rychlost a frekvence řemene

$$v_{\tilde{r}} = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_0}{60} \quad 6.46$$

$$v_{\tilde{r}} = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 950}{60} \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$v_{\tilde{r}} = 6,22 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

Kde $v_{\tilde{r}}$ obvodová rychlost řemenice [m.s⁻¹]

e) Návrh osové vzdálenosti

$$A_{\min} = 0,7 \cdot (d_p + D_p) \quad 6.47$$

$$A_{\min} = 0,7 \cdot (125 + 330) \text{ [mm]}$$

$$A_{\min} = 318,5 \text{ [mm]}$$

$$A_{\max} = 2 \cdot (d_p + D_p) \quad 6.48$$

$$A_{\max} = 2 \cdot (125 + 330) \text{ [mm]}$$

$$A_{\max} = 910 \text{ [mm]}$$

$$A_{\min} < A < A_{\max} \quad 6.49$$

$$318,5 < A < 910 [\text{mm}]$$

$$\Rightarrow \text{volím } A = 500 [\text{mm}]$$

Kde A_{\min} minimální osová vzdálenost řemenic [mm]

A_{\max} maximální osová vzdálenost řemenic [mm]

A návrhová osová vzdálenost řemenic [mm]

f) Délka řemene

$$L'_p \approx 2 \cdot A + 1,57 \cdot (D_f + d_f) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot A} \quad 6.50$$

$$L'_p \approx 2 \cdot 500 + 1,57 \cdot (300 + 125) + \frac{(330 - 125)^2}{4 \cdot 500} [\text{mm}]$$

$$L'_p = 1714,36 [\text{mm}]$$

Délky řemene jsou normalizované, proto vypočtenou délku řemene L'_p [mm] upravíme dle nejbližší normalizované hodnoty délky řemene L_p [mm]

$$\Rightarrow \text{volím } L_p = 1800 [\text{mm}]$$

Kde L'_p výpočtová délka řemene [mm]

L_p normalizovaná délka řemene [mm], volba dle [16].

e) Skutečná osová vzdálenost

$$p' = 0,25 \cdot L_p - 0,393 \cdot (D_p + d_p) \quad 6.51$$

$$p' = 0,25 \cdot 1800 - 0,393 \cdot (330 + 125) [\text{mm}]$$

$$p' = 271,19 [\text{mm}]$$

$$q = 0,125 \cdot (D_p - d_p)^2 \quad 6.52$$

$$q = 0,125 \cdot (330 - 125)^2 [\text{mm}]$$

$$q = 5253,13 [\text{mm}]$$

$$A_{SK} = p + \sqrt{p^2 - q} \quad 6.53$$

$$A_{sk} = 271,19 + \sqrt{271,19^2 - 5253,13} \text{ [mm]}$$

$$A_{SK} = 532,5 \text{ [mm]}$$

Kde p' 1.součinitel pro výpočet skutečné osově vzdálenosti řemenic [mm]

q 2.součinitel pro výpočet skutečné osově vzdálenosti řemenic [mm]

A_{SK} skutečná osová vzdálenost [mm]

f) úhel opásání malé řemenice

$$\cos \frac{\beta}{2} = \frac{D_P - d_P}{2 \cdot A_{SK}} \quad 6.54$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{D_P - d_P}{2 \cdot A_{SK}} \right) \quad 6.55$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left(\frac{330 - 125}{2 \cdot 532,5} \right) [^\circ]$$

$$\beta = 156,9 [^\circ]$$

g) Počet klínových řemenů

$$Z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} \quad 6.55$$

$$Z = \frac{5,5 \cdot 1,2}{2,4 \cdot 0,94 \cdot 1,01} [-]$$

$$Z = 2,89 [-]$$

$$\Rightarrow \text{volím } Z = 3 [-]$$

Kde c_1 součinitel úhlu opásání řemene, dle [16] volím $c_1 = 0,94 [-]$

c_3 součinitel délky klínového řemene, dle [16] volím $c_3 = 1,01 [-]$

P_1 přenášený výkon jedním řemenem, dle [16] volím $P_1 = 2,4 \text{ [kW]}$

VOLÍM 3 X ŘEMEN SPZ 1800Lp ČSN 02 3112

h) Ohybová frekvence

$$f = \frac{2000 \cdot v}{L_p} \quad 6.56$$

$$f = \frac{2000 \cdot 6,22}{1,8}$$

$$f = 6,8 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Kde f ohybová frekvence řemene [s^{-1}]

i) Síly působící na řemen

obvodová síla:

$$F = \frac{102 \cdot P \cdot 9,81}{v_f} \quad 6.57$$

$$F = \frac{102 \cdot 5500 \cdot 9,81}{6,22} \text{ [N]}$$

$$F = 887,64 \text{ [N]}$$

Kde F obvodová síla [N]

Pracovní předpětí řemene

$$F_0 = (1,5 \div 2) \cdot F \quad 6.58$$

$$F_0 = 1,5 \cdot 887,64 \text{ [N]}$$

$$F_0 = 1331,55 \text{ [N]}$$

Kde F_0 pracovní předpětí řemene [N]

6.1.7 Kontrola těsného pera, spojení malé řemenice a elektromotoru

Rozměry hřídele elektromotoru dle [12]:

Průměr hřídele $\varnothing d_H = 38 \text{ [mm]}$

Délka hřídele $L_H = 80 \text{ [mm]}$

Volba těsného pera

Podle průměru hřídele volím těsné pero těchto rozměrů:

$$t = 4,9[\text{mm}]$$

$$t_1 = 3,1 [\text{mm}]$$

$$b = 12 [\text{mm}]$$

$$h = 8 [\text{mm}]$$

$$l = 32 - 110 [\text{mm}]$$

Určení délky pera

$$F_{PR} = \frac{M_{K0}}{\frac{d_H}{2} + \frac{t_1}{2}} \quad 6.59$$

$$F_{PR} = \frac{55000}{\frac{38}{2} + \frac{3,1}{2}} [\text{N}]$$

$$F_{PR} = 2676,4 \text{ N} [\text{N}]$$

$$l' = \frac{F_{PR}}{t_1 \cdot p_{dov}} \quad 6.60$$

$$l' = \frac{2676,4}{3,1 \cdot 60}$$

$$l' = 14,38 [\text{mm}]$$

$$l = l' + b \quad 6.61$$

$$l = 14,38 + 12 [\text{mm}]$$

$$l = 26,37 [\text{mm}]$$

$$\Rightarrow \text{volím } l = 32 [\text{mm}]$$

Kde F_{PR} síla zatěžující pero [N]

M_{k0} krouticí moment od motoru [Nm]

d_H průměr hřídele motoru [mm]

l' výpočtová délka pera [mm]

l navržená délka pera [mm]

t_1 hloubka drážky v řemenici [mm]

p_{dov} dovolený tlak působící na pero, volím $p_D = 60$ [MPa]

Navrhuji pero 12e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562

6.2. Kontrola trvanlivosti ložisek

Ložiska jsem navrhovala z katalogů firmy SKF ložiska a.s. [21]. a ZKL GROUP s.r.o. [22].

V konstrukci řetízkového kolotoče jsem navrhla celkem 3 ložiska:

- 1) Axiální jednořadé kuželíkové ložisko 32308BAJ2, které přenáší veškeré axiální síly a je tedy nejvíce zatěžované.
- 2) Radiální jednořadé kuličkové ložisko 6018, přenášející radiální síly vznikající nerovnoměrným zatížením kolotoče.
- 3) Radiální jednořadé kuličkové ložisko 6044. To slouží pouze pro vedení kolotoče (stabilizaci), a vzhledem k jeho velikosti jsou síly působící na něj zanedbatelně malé, a proto trvanlivost tohoto ložiska nebudu kontrolovat.

6.2.1. Jednořadé kuželíkové ložisko 32308BAJ2

$$m_k = 16 \cdot m_{\max p} \quad 6.62$$

$$m_k = 16,0,2 \text{ [t]}$$

$$m_k = 3,200 \text{ [t]}$$

$$F_{AKuž} = (m_v + m_o) \cdot g \quad 6.63$$

$$F_{AKuž} = (1,8 + 3,2) \cdot 9,81 \text{ [kN]}$$

$$F_{AKuž} \doteq 50 \text{ [kN]}$$

$$P_a = F_{AKuž} + 1,4 \cdot F_{RKuž} \quad 6.64$$

$$P_a = 50 + 1,4 \cdot 5 \text{ [kN]}$$

$$P_a = 57 \text{ [kN]}$$

$$L_{10Kuž} = \left(\frac{C_{Kuž}}{P_a} \right)^{p_{Kuž}} \quad 6.65$$

$$L_{10Kuž} = \left(\frac{104}{57} \right)^{\frac{10}{3}} [10^6 \cdot \text{ot}]$$

$$L_{10Kuž} = 7,422 [10^6 \cdot \text{ot}]$$

$$L_{H10Kuž} = L_{10Kuž} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad 6.66$$

$$L_{H10Kuž} = 7,442 \frac{10^6}{60 \cdot 10} [\text{h}]$$

$$L_{H10Kuž} = 12370,2 [\text{h}]$$

Kde m_{maxp} maximální dovolená hmotnost pasažéra [t]

m_v celková hmotnost otáčejících se částí kolotoče [t]

m_k celková nosnost kolotoče [t]

P_a axiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [kW]

$F_{akuž}$ axiální síla působící na kuželíkové ložisko [kN]

$F_{rkuž}$ radiální síla zatěžující kuželíkové ložisko, předpokládám $F_{rkuž}=5$ [kN]

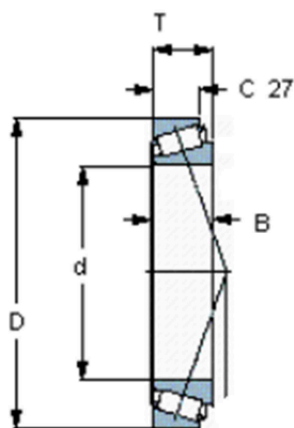
$C_{kuž}$ dynamická únosnost kuželíkového ložiska [kN]

$p_{kuž}$ exponent pro ložiska s bodovým stykem, dle [16] $p_{kuž}=3$ [-]

$L_{10kuž}$ základní trvanlivost kuželíkového ložiska [10^6ot]

$L_{H10kuž}$ základní trvanlivost kuželíkového ložiska [h]

g gravitační zrychlení, $g=9,81$ [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]



Obrázek č. 6.14 Schéma kuželíkového ložiska [21].

Hlavní rozměry ložiska					Únosnost		Mezní únavové zatížení
d ₂	D	B	C	T	dynamická C	statická C ₀	P _u
[mm]					[kN]		[kN]
40	90	33	27	35,25	104	144	17,56

Tabulka 6.1 Hlavní rozměry kuželíkového ložiska 32308BAJ

6.2.2. Jednořadé kuličkové ložisko 6018 ČSN 02 4630

$$P_r = X \cdot F_A + Y F_R \quad 6.67$$

$$P_r = 1,5 + 0 \text{ [kN]}$$

$$P_r = 5 \text{ [kN]}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^p \quad 6.68$$

$$L_{10} = \left(\frac{58,4}{5} \right)^3 \text{ [10}^6 \cdot \text{ot]}]$$

$$L_{10} = 1593,4 \text{ [10}^6 \cdot \text{ot]}]$$

$$L_{H10} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \quad 6.69$$

$$L_{H10} = 1593,4 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 10} [\text{h}]$$

$$L_{H10} = 2655689,4 [\text{h}]$$

Kde P_r radiální dynamické ekvivalentní zatížení ložiska [kN]

X koeficient pro radiální valivá ložiska, dle [16] $X=1$ [-]

Y koeficient pro radiální valivá ložiska, dle [16] $Y=0$ [-]

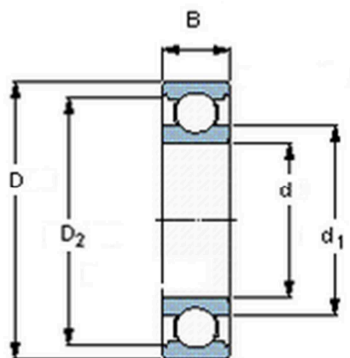
F_r radiální síla zatěžující kuličkové ložisko, předpokládám $F_{rkuž}=5$ [kN]

C dynamická únosnost kuličkového ložiska [kN]

p_k exponent pro ložiska s čárovým stykem, dle [16] $p_k=10/3$ [-]

L_{10} základní trvanlivost kuličkového ložiska [10^6 ot]

L_{H10} základní trvanlivost kuličkového ložiska hodinová [h]



Obrázek 6.15 Schéma kuličkového jednořadého ložiska. [21].

Hlavní rozměry ložiska					Únosnost		Mezní únavové zatížení
d2	D	B	da	Da	dynamická C	statická Co	Pu
[mm]					[kN]		[kN]
90	140	24	96	132	58,4	49,2	2,085

Tabulka 6.2 Hlavní rozměry kuličkového jednořadého ložiska 6018.

6.3. Kontrola napětí pomocí MKP

V tomto výpočtu budu využívat metodu konečných prvků (MKP) a to pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2011. Jedná se o numerickou metodu využívanou ve spoustě systémech. Podstatou této metody je rozložení tělesa (soustavy těles) na několik menších a jednodušších prvků, jejichž analýza je poměrně snadná. Hlavními kroky této metody k dosažení řešení jsou mimo jiné tyto: zadání okrajových podmínek a rozdělení tělesa na vhodný počet prvků.

Metodu konečných prvků provedu pro dva případy: V prvním budu uvažovat, že kolotoč je v klidu a ve druhém případě se bude kolotoč pohybovat maximální rychlostí v_k .

Analýzu použiji pro kontrolu napětí na rameni spojeného s hákem, Tyto prvky budou totiž nejvíce namáhané.

6.3.1. Analýza při rychlosti kolotoče $v_k=0$ [m.min⁻¹]

V tomto případě je kolotoč v klidu a na kontrolovanou soustavu tedy bude působit jen tíha pasažéra sedícího na sedačce. V tomto případě počítáme s maximální dovolenou hmotností pasažéra $m_{maxp}=200$ [kg].

$$F_G = m_{maxp} \cdot g \quad 6.70$$

$$F_G = 200 \cdot 9,81 \text{ [N]}$$

$$F_G \doteq 2000 \text{ [N]}$$

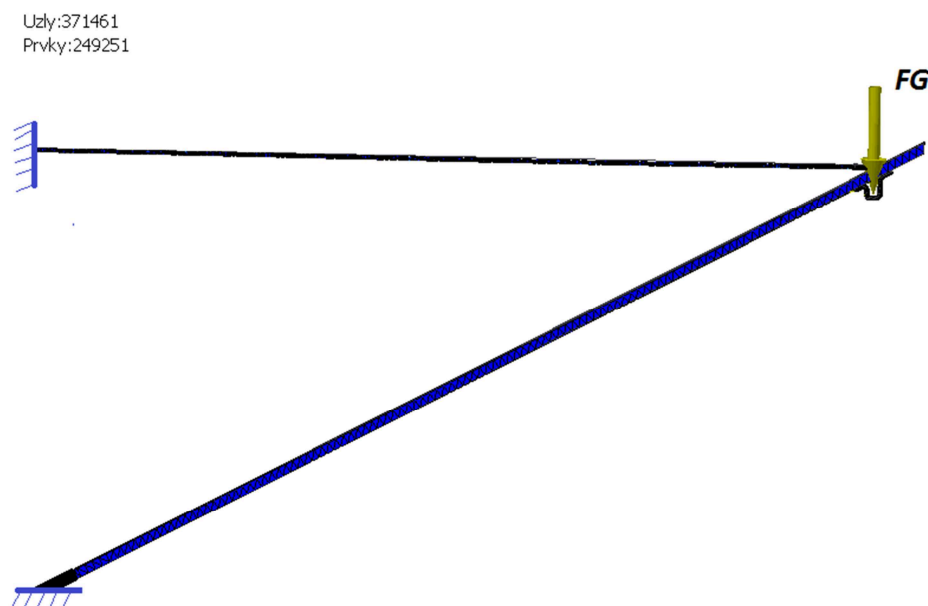
Kde F_G tíha [N]

a) zadání okrajových podmínek a vygenerování sítě

Vypočtenou tíhu F_G zadám jako první okrajovou podmínku (obr. 6). Další okrajovou podmínkou bylo nahrazení plochy, kde rameno dolehne na ozubené kolo pevnou vazbou a stejně tak nahrazení plochy kde je hák uchycen ve vršku kolotoče pevnou vazbou.

Zadala jsem průměrnou velikost prvků 0,1 [mm] při minimální velikosti prvku 0,2 [mm]. Vygenerovala jsem síť tělesa které je složena z: -249 251 prvků

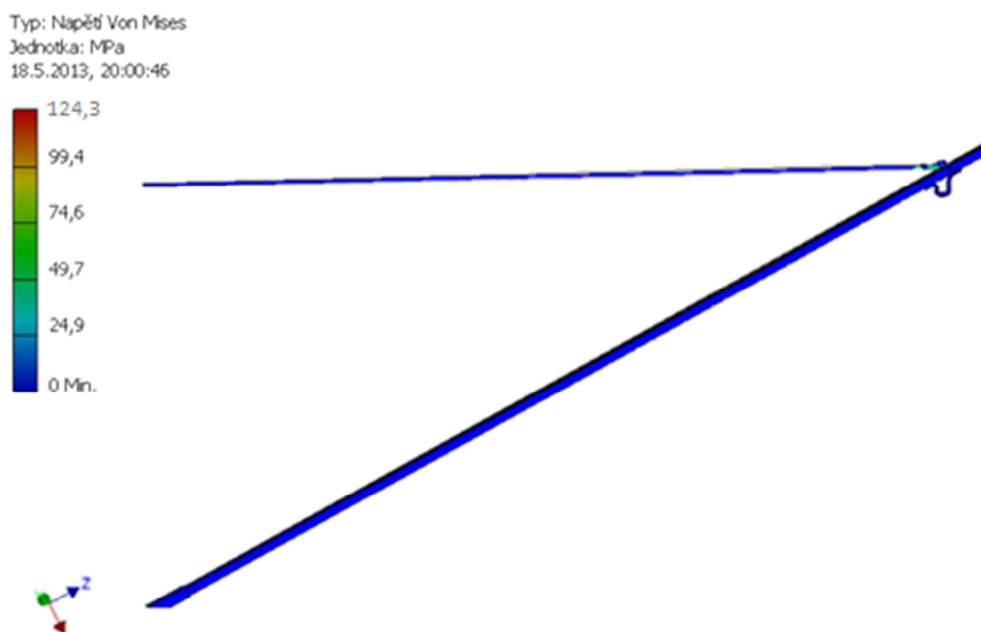
-371 641 uzlů



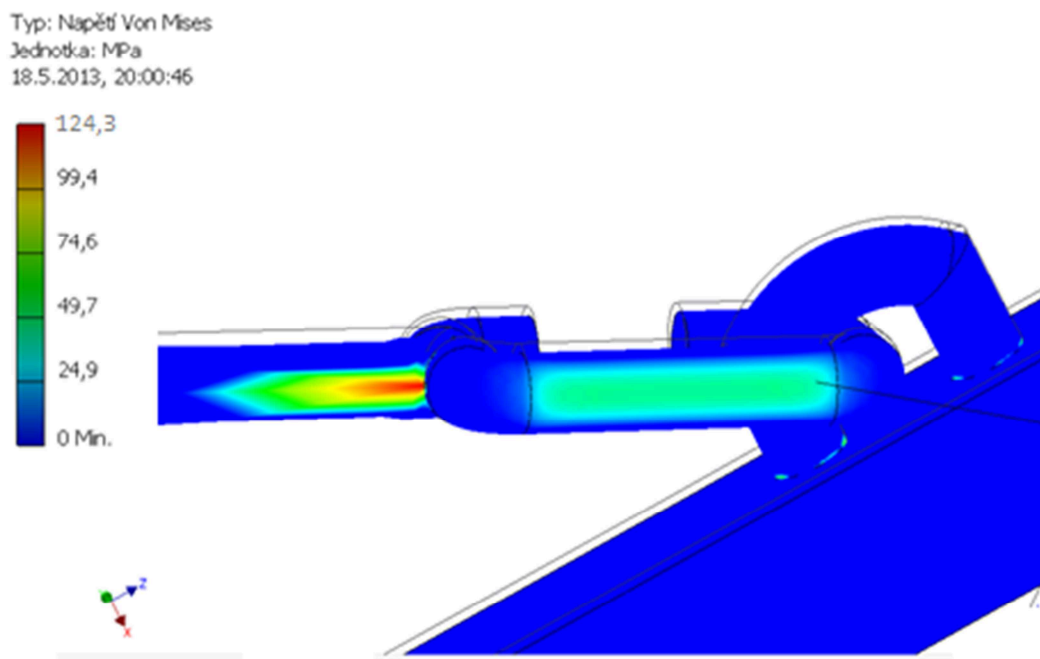
Obrázek č. 6.16 Okrajové podmínky1.

b) průběh celkového napětí

Ke zjištění průběhu napětí bylo použito simulace statické analýzy. Průběh této analýzy je znázorněn na obrázku 6.17a)b). Minimální napětí je nulové z čeho vyplývá, že kontrolovaná soustava nebude namáhána v celé své části. Maximální napětí je v místě spoje háku s ramenem což jsem očekávala. Maximální napětí je 169,1 [MPa]



Obrázek č. 6.17a) Průběh napětí 1.



Obrázek č. 6.17b) Detail průběhu napětí 1.

6.3.2. Analýzy při rychlosti kolotoče $v_k=4 \text{ [m.min}^{-1}\text{]}$

V tomto případě uvažuji, že kolotoč je v pohybu a otáčí se rychlostí v_k . Musím tedy počítat s tím, že na soustavu působí kromě tíhy F_G ještě odstředivá síla F_o .

$$F_o = \frac{m_{\max p} \cdot v^2}{4} \quad 6.71$$

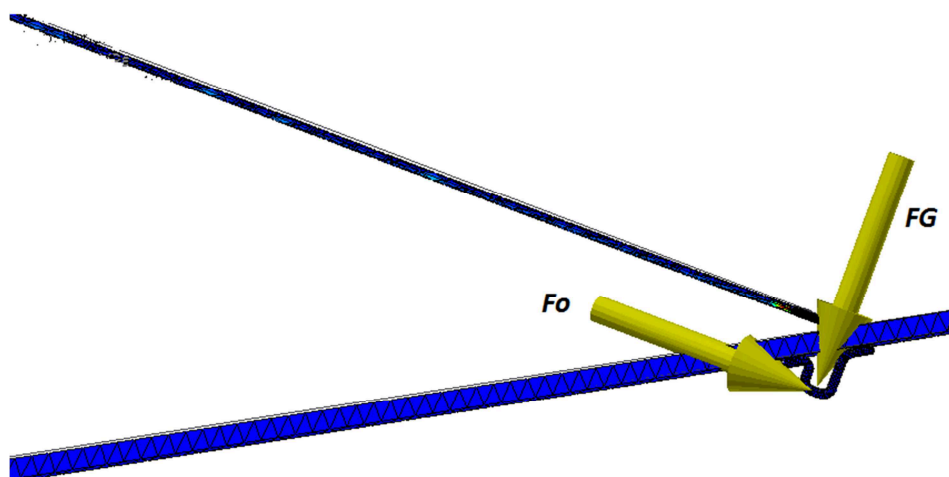
$$F_o = \frac{200 \cdot 4^2}{4} \text{ [N]}$$

$$F_G \doteq 800 \text{ [N]}$$

Kde F_o odstředivá síla [N]

a) Okrajové podmínky a vygenerování sítě

Okrajové podmínky zůstanou stejné jak v 1. případě analýzy jen se k nim navíc zadá odstředivá síla F_o (obr. 6.18).

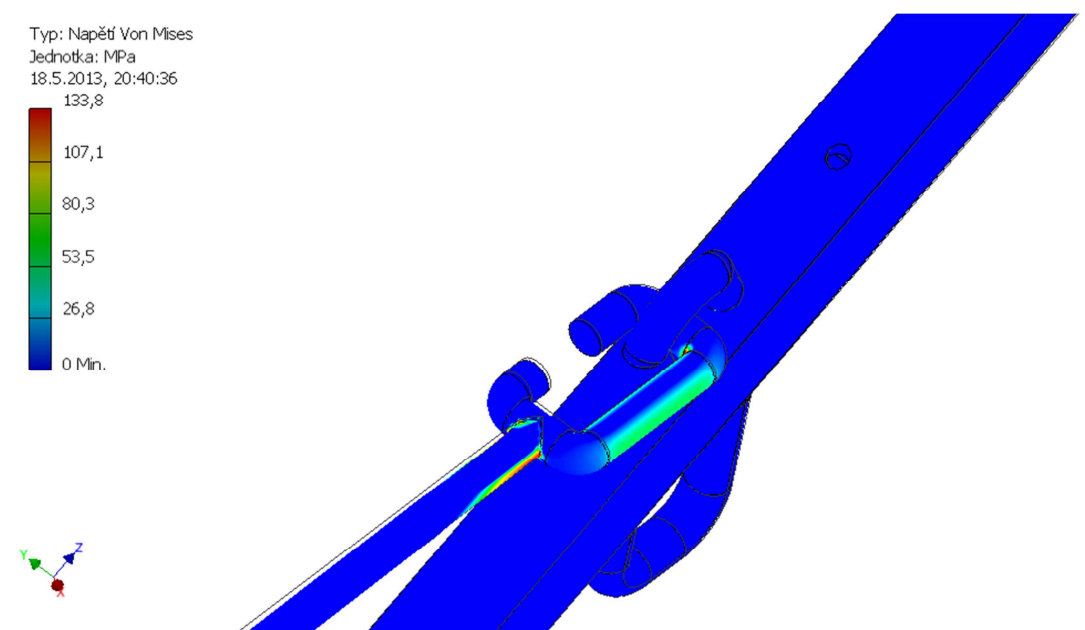


Obrázek č. 6.18 Zadání okrajových podmínek 2.

b) průběh celkového napětí

Průběh napětí je znázorněn na obr. 6.19. Stejně jak v první analýze je i v tomto případě napětí znatelné pouze v místě spojení ramene s hákem. Maximální napětí je 133,8 [MPa].

Hodnota maximálního napětí je v tomto případě o 9,5 MPa vyšší než v předešlé analýze, kde jsem uvažovala kolotoč v klidu. Tento rozdíl není veliký a odstředivá síla unášející sedačku tedy ovlivní průběh napětí jen v malém množství.



Obrázek č. 6.19 Průběh napětí 2.

7. Stavba a transport kolotoče

Transport

Kolotoč bude přemísťován na korbě jednoho nákladního vozu, ale pro jeho stavbu budou zapotřebí dvě nákladní vozidla. Nákladní vozidlo určené pro převoz musí mít na korbě pevně přišroubovaný svařovaný otočný stojan, do kterého se ukládá sloup kolotoče (obr. 7.1), a dále svařované přípravky pro zajištění horních a dolních obrazů na korbě.

Stavba kolotoče:

Pro stavbu kolotoče jsou potřeba minimálně 3 osoby.

1. Nejprve se musí postavit hlavní nosná část kolotoče. Sloup uložený ve stojanu na korbě se vytočí pomocí stojanu ven z korby (o 90°) a opře se o dřevěný špalek.



Obrázek č. 7.1 Stojan pro uložení sloupu.

2. Ke sloupu se přišroubuje podkládací kříž, ale jen 3 jeho podložky. Ze strany kolotoče, která je opřena o špalek se podložky prozatím nepřidělávají. Nohy kolotoče se rozevrou a pomocí šroubu se spojí s podložkami. Levá a pravá podložka se zajistí železnými kolíky, ty jsou zaraženy do země před tyto dvě podložky a brání jejich podklouznutí při zvedání sloupu.
3. Sloup je zvednut pomocí ocelového lana. Jeden konec lana je připoután ke sloupu a druhý konec lana je připnut k druhému nákladnímu vozu. Pohybem tohoto vozu se sloup kolotoče dostane do vertikální polohy a drží ho, dokud se nepřišroubuje i poslední čtvrtá podložka a noha. Poté stojí sloup samostatně a lano se může odepnout. Celý podkládací kříž se vyrovná pomocí dřevěných špalků do vodorovné polohy. Nohy kolotoče se ještě vzájemně propojí pomocí spodních rozpěr

4. V dalším kroku se postaví podlaha kolotoče. Nejprve se umístí podešve zasunutím do nákrůžku na sloupu. Poté se podešve navzájem propojí spodními obrazy. Všechny podešve se vyrovnají do vodorovné polohy opět pomocí dřevěných špalků. Nakonec se položí dřevěné desky podlahy.
5. Stavba vrchní částí kolotoče se provádí pomocí speciálního můstku, který je uchycen ke sloupu a zapřen o podlahu kolotoče (obr.7 2). Jedna osoba stojí na můstku a druhá na zemi. Osoba na zemi podává té na můstku postupně jednotlivá ramena, která již jsou spojena s háky (pomocí lana). Ramena jsou zasunuta do trubek navařených na kole a hák se zavěsí do vršku kolotoče. Poté se nasadí na jednotlivá ramena horní rozpěry a zajistí se matkou. V dalším kroku se zasunou horní obrazy a ty se propojí jednotlivými spojovacími kolíky. Nakonec se zavěsí sedačky a sundá se můstek.



Obrázek. č. 7.2 Můstek.

6. Ke kolotoči se přimontují schody.

8. Údržba

Řetízkový kolotoč bude provozován ve venkovním prostředí a bude tedy ovlivňován povětrnostními vlivy (vítr, déšť, sluneční záření) což musím při údržbě uvažovat.

Hlavní částí údržby bude mazání čelní převodovky, kuželové převodovky a mazání ložisek. Dále pak pravidelná kontrola řemenového převodu.

Ložiska

Vzhledem k tomu, že ložiska jsou špatně přístupná, volím pro jejich mazání plastické mazivo Amblyfon TA 15/2, které je určeno pro mazání prvků s dlouhými výměnnými lhůtami. Toto mazivo je velmi přilnavé, lze je aplikovat ve velkém rozsahu teplot a je odolné vůči vodě. Doporučuji mazat (domazávat) v ročních intervalech nebo podle potřeby. Ložiska se budou mazat když je kolotoč demontován a sloup je upnut na korbě nákladního vozidla. Výměna ložisek je prováděna podle vypočtené trvanlivosti ložisek nebo podle vlastního uvážení provozovatele, ale ne později než bylo dáno výpočtem.

Čelní ozubené soukolí

Ozubená kola budou vystavena největšímu vlivu povětrnostních podmínek, jelikož nejsou nijak krytována. Proto pro jejich mazání volím Kim-Tec Mazivo které je určeno právě pro otevřené ozubené převody. Toto mazivo je vysoce přilnavé, vytvoří na povrchu silný mazací film, který na sebe neváže prachové částice a je odolný vůči vodě i vysokým teplotám. Interval mazání ozubeného soukolí navrhuji ve dvou měsíčních odstupech.

Pravouhlá převodovka

Výrobce pravouhlé převodovky Apex Dynamic s.r.o. nepředepisuje žádné prvky údržby. Převodovka je dodávána se syntetickou životnosntí náplní.

Řemenový převod

Řemenový převod se musí pravidelně kontrolovat, zda nedochází ke tvrdnutí, zteření či popraskání řemene. Také se musí kontrolovat dostatečné předepjetí řemene a jeho ustavení. Řemenový převod by se měl zkontrolovat po každé montáži kolotoče. Dále doporučuji promazávat oko pro zavěšení sedaček, aby tam nedocházelo k velkému otěru. Četnost tohoto mazání bude prováděna dle potřeby, kterou určí provozovatel kolotoče.

9. Závěr

Ve své diplomové práci jsem se zabývala pouťovými atrakcemi a mým úkolem bylo takovou atrakci navrhnout.

Nejprve jsem na toto téma vypracovala rešerši shromažďující informace o pouťových atrakcích. Zjistila jsem, že pouťové atrakce sahají až do dávné historie. Nastudovala jsem tedy, jaký byl technický pokrok pouťových atrakcí z historie až do dnešní doby. Zjistila jsem, že existuje velké množství druhů pouťových atrakcí a rozdělila je do 3 hlavních skupin. Ze všech druhů atrakcí jsem si pro svou práci vybrala řetízkový kolotoč.

Při shromažďování informací o pouťových atrakcích jsem se dále dozvěděla, že při jejím navrhování se musím řídit platnou normou ČSN EN 13814.

V praktické části své práce jsem řešila vlastní konstrukční návrh řetízkového kolotoče. Zabývala jsem se konstrukcí jednotlivých částí kolotoče, a zvolila k němu vhodný pohon a navrhla jeho jednotlivé převody.

Provedla jsem pevnostní kontrolu důležitých uzlů. Kontrolovala jsem čelní ozubené soukolí na únavové namáhání v ohybu a dotyku a statické přetížení zubů v dotyku a ohybu. Vypočítala jsem, zda navrhnutá pravoúhlá kuželová převodovka vyhoví podmínce maximální radiální síly. Pevnostní podmínka byla splněna ve všech těchto případech. Dále jsem zkontrolovala trvanlivost navrhnutých ložisek a ještě jsem pomocí metody konečných prvků vytvořila průběh napětí v nejvíce namáhaném místě kolotoče a to za chodu kolotoče i za klidu. I tyto podmínky byly vyhovující.

V posledních bodech jsem popsala, jak bude probíhat transport a stavba řetízkového kolotoče a navrhla jsem podmínky jeho údržby.

10. Seznam použitých pramenů

- [1] Fairsarefun. [online]. [cit. 2012-11-23]. Dostupné z:
<http://www.fairsarefun.net/html/icon.aspx?id=21&p=4>
- [2] American Idol Essentials. [online]. [cit. 2012-11-23]. Dostupné z:
<<http://community.americanidol.com/t5/Off-Topic-Discussions/ADAM--FARM-ANIMALS/td-p/13554362/page/500>>
- [3] Info barrel History. [online]. [cit. 2012-11-25]. Dostupné z
<http://www.infobarrel.com/The_History_of_the_Merry_Go_Round#rC8uP7WVumUaBB7.99>
- [4] Praha 7: Sbírka na rekonstrukci letenského kolotoče. [online]. [cit. 2012-11-25].
Dostupné z:< http://www.praha7.cz/2116_Sbirka-na-rekonstrukci-letenskeho-kolotoce>
- [5] Lidovky.cz. [online]. [cit. 2012-11-25].
Dostupné z: <http://www.lidovky.cz/kolotoc-na-letne-oziva-0bi-/zpravy-domov.aspx?c=A080506_102259_ln_praha_fho>
- [6] ČSN EN 13814. *Prostředky lidové zábavy pro slavnosti a lunaparky: bezpečnost*.
Český normalizační institut, červenec 2005.
- [7] Ringispil. [online]. [cit. 2012-11-26]. Dostupné z:
<http://www.ringispil.eu/cms/index.php?option=com_content&task=view&id=227>
- [8] Svět zábavy: Poutové atrakce. [online]. [cit. 2012-11-25]. Dostupné z:
<<http://www.poutove-attrakce.cz/images/foto1.jpg>>
- [9] US5. [online]. [cit. 2012-11-26]. Dostupné z:
<<http://us5jsousuper.blog.cz/1004/ripska-pout>>
- [10] Atrakce 365. [online]. [cit. 2012-11-25]. Dostupné z:
<http://www.attrakce365.cz/index.php?option=com_zoo&task=item&item_id=10&Itemid=23>
- [11] Horské dráhy. [online]. [cit. 2012-11-26]. Dostupné z:
<<http://www.horskedrahy.eu/hlavni-menu/nove-drahy>>

- [12] Elektromotory SIEMENS. [online]. [cit. 2013-02-115]. Dostupné z:
<http://www.elektromotory.com/upload/file/katalog_11a7.pd.>
- [13] Opis Engeneering k.s. [online]. [cit. 2013-02-15]. Dostupné z:
<http://opis.cz/vectron/active_cubepres_cz.html>
- [14] MODUL: Software v oboru části a mechanismy strojů. [online]. [cit. 2013-05-19].
Dostupné z:< <http://www.347.vsb.cz/Staff/Nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>>
- [15] JP- AXLES: Ozubená kola. [online]. [cit. 2013-03-19]. Dostupné z:
< <http://www.jp-axles.cz/ozubena-kola.html> >
- [16] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Úvaly: ALBRA-
pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [17] CSNw: Software v oboru části a mechanismy strojů. [online]. [cit. 2013-03-20].
Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/Staff/Nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>
- [18] KALÁB, Květoslav. Návrh čelního Soukolí: Vysokoškolská příručka. [online].
[cit. 2013-03-20]. Dostupné z: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-sikmeozubeni.pdf>>
- [19] APEX DYNAMIC. [online]. [cit. 2013-04-01]. Dostupné z:
<<http://www.apexdyna.cz>>
- [20] MOTOR GEAR. [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z:
<http://www.motorgear.cz/userfiles/file/38_radialni_a_axialni_zatizeni_rc.pdf>
- [21] SKF ložiska. [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z:
http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259264&lang=cs
- [22] ZKL GROUP. [online]. [cit. 2013-04-10]. Dostupné z: www.zkl.cz

11. Seznam příloh

- A) Výkres sestavy: Řetízkový kolotoč, číslo výkresu BER310-01-01
- B) Výrobní výkres: Velká řemenice, číslo výkresu:BER310-01-01-2
- C) Vypracování diplomové práce na CD nosiči